

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní – Katedra vozidel a motorů



KAPALINOVÉ CHLAZENÍ HLAVY VÁLCŮ MOTOCYKLOVÉHO MOTORU

LIQUID COOLING OF A MOTORCYCLE CYLINDER HEAD

Diplomová práce

Jan Vyštejn

Květen 2012

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní – Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření Pístové spalovací motory

KAPALINOVÉ CHLAZENÍ HLAVY VÁLCŮ MOTOCYKLOVÉHO MOTORU

Diplomová práce KVM – DP – 645

Jan Vyštejn

Květen 2012

Vedoucí diplomové práce: Prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D - KVM TUL

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Prokeš - Jawa Moto s.r.o., Týnec n/S

Počet stran: 68

Počet obrázků: 43

Počet příloh: 3

Počet výkresů: 0



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů

Studijní rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Bc. Jan V Y Š T E J N
studijní program	N2301 Strojní inženýrství
obor	2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
zaměření	Pístové spalovací motory

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

KAPALINOVÉ CHLAZENÍ HLAVY VÁLCŮ MOTOCYKLOVÉHO MOTORU

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. V řešeršní části zpracujte přehled v současnosti používaných způsobů chlazení hlav válců motocyklových motorů se zaměřením na větvení toků chladicí kapaliny k odvodu tepla z exponovaných míst.
2. Vytvořte výpočtový model průtoku chladicí kapaliny hlavy válců s cílem zjištění tepelného zatížení při změně vstupních parametrů.
3. Na konkrétní hlavě dvouválcového řadového motoru proveďte kontrolní výpočet a navrhnete změny stávajícího odlitku a nastavení vstupních hodnot chladicí kapaliny.
4. Cílem diplomové práce je částečné využití u zadavatele Jawa Moto spol. s r.o., Týnec nad Sázavou.

Forma zpracování diplomové práce:

Průvodní zpráva: cca 45-50 stran textu vč. výsledků výpočtů.

Průvodní zpráva a SW dokumentace budou též na přiloženém CD nosiči.

Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

- [1] Výkresová dokumentace zadavatele, zpráva o měření teplot a stanovení současných vstupů
- [2] Basshuysen,R.: Lexikon Motorentechnik. ATZ/MTZ Fachbuch, 2004

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D. - KVM – TUL

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Prokeš - Jawa Moto spol.s r.o., Týnec n/S



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan

V Liberci dne 1. 11. 2011

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ).
Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

Kapalinové chlazení hlavy válců motocyklového motoru

Anotace:

Práce se zabývá optimalizací chladicích kanálů motoru Jawa o zdvihovém objemu 1000 cm³ metodou úpravy průtočných otvorů v těsnění pod hlavou válců.

V první části práce jsou krátce naznačeny v současnosti používané způsoby chlazení motocyklových motorů. V druhé části je již rozebírána tvorba a nastavení výpočtového modelu v programu Ansys Fluent společně s metodou vyhodnocování výsledků. V poslední části práce je pak podrobně analyzován proces optimalizace a výsledné řešení.

Klíčová slova:

CFD, Computational Fluid Dynamics, Fluent, kapalinové chlazení motoru, motocyklový motor, Jawa

Liquid Cooling of a Motorcycle Cylinder Head

Annotation:

The task of this thesis is to optimise the coolant flow in the cooling chambers of the 1000 ccm Jawa motorcycle engine.

In the first part of the document contemporary methods of engine cooling are identified. The following part describes the creation and the setup of the Ansys Fluent calculation model, as well as methods for analysing results. Lastly, the detailed optimisation process, along with the final result, is presented.

Key words:

CFD, Computational Fluid Dynamics, Fluent, engine liquid cooling, motorcycle engine, Jawa

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon
č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských
práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom
povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne
požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě
konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

podpis

Poděkování

Děkuji zejména panu Prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D za jeho cenné rady a konzultace při tvorbě této práce. Rovněž děkuji panu Doc. Ing. Karlu Fraňovi, Ph.D za jeho ochotu a odborné rady, bez kterých by tato práce pravděpodobně nemohla ani vzniknout. V neposlední řadě také děkuji panu Ing. Petru Prokešovi z firmy Jawa Moto spol. s.r.o. za jeho vstřícný přístup a pohotové odpovědi na mé dotazy.

Seznam zkratek

2D	2 Dimensional, dvourozměrné zobrazení
3D	3 Dimensional, trojrozměrné zobrazení
CAD	Computer-Aided Design, počítačem podporované konstruování
CFD	Computational Fluid Dynamics, numerická simulace dynamiky tekutin
DNS	Direct Numerical Simulation, přímá numerická simulace
DOHC	Double Overhead Camshaft, dvě vačkové hřídele v hlavě v válců
DVD	Digital Versatile Disc, digitální optický datový nosič
EU	Evropská unie
GB	Gigabyte, jednotka množství dat
KVM TUL	Katedra vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci
L	Levá strana
LES	Large Eddy Simulation, metoda velkých vírů
LL	Levý válec, levá strana
LP	Levý válec, pravá strana
P	Pravá strana
PL	Pravý válec, levá strana
PP	Pravý válec, pravá strana
RAM	Random-Access Memory, operační paměť
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes equations, CFD výpočtový model
TUL	Technická univerzita v Liberci

Seznam veličin

CO	emise oxidu uhelnatého	[g/km]
HC	emise nespálených uhlovodíků	[g/km]
NO _x	emise oxidů dusíku	[g/km]
V_z	zdvihový objem	[cm ³], [ccm]
\dot{Q}	objemový průtok	[l/min], [m ³ /s]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg/s]
P	výkon	[ot/min]
ρ	hustota	[kg/m ³]
η	dynamická viskozita kapaliny	[Pa.s]
S	plocha	[m ²]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
v_s	střední rychlost proudění kapaliny	[m/s]
d	charakteristický rozměr (průměr trubice)	[m]
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]
T	Teplota	[K]
Δt	časový krok	[s]

Seznam vzorců

$\dot{Q} = v_s \cdot S$ Závislost množství proudící kapaliny na rychlosti a velikosti průtočné plochy

$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu}$ Výpočet Reynoldsova čísla

$\nu = \frac{\eta}{\rho}$ Závislost kinematické a dynamické viskozity

Obsah

Úvod	12
1 V současnosti používané způsoby chlazení motocyklových motorů	13
1.1. Vzduchové chlazení	14
1.2. Kapalinové chlazení	15
1.2.1. Tvar kanálů chladicí kapaliny	15
1.3. Olejové chlazení.....	16
1.4. Historie chlazení motocyklových motorů.....	17
2. Tvorba a optimalizace výpočtového modelu	19
2.1. Geometrie.....	20
2.2. Výpočtová síť	20
2.3. Okrajové podmínky.....	22
2.4. Parametry výpočtu	23
2.5. Délka výpočtu a konvergence řešení.....	25
2.6. Vyhodnocení výsledků	26
3. Kontrolní výpočet a optimalizace.....	29
3.1. Technické parametry vyšetřovaného motoru	29
3.2. Systém optimalizace	29
3.3. Nastavení výchozí varianty proudění	30
3.4. Porovnání závislosti tvaru proudění na otáčkách motoru	30
3.5. Zhodnocení tvaru proudění výchozí varianty	32
3.5.1. Optimalizace množství kapaliny proudící kolem sedel výfukových ventilů.....	33
3.5.2. Kritická místa.....	34
3.5.3. Rovnoměrnost proudění.....	36
3.5.4. Další poznatky	38
3.6. Mezivýsledky optimalizace a finální řešení	38
3.6.1. Grafický přehled jednotlivých variant těsnění pod hlavou válců	39
3.6.2. Vyhodnocení optimalizace.....	42

3.6.3.	Podrobné zhodnocení finálního řešení.....	50
3.6.4.	Skutečná podoba těsnění pod hlavou válců motoru	52
4.	Závěr	54
	Seznam zdrojů.....	56
	Seznam obrázků	58
	Seznam grafů	60
	Seznam tabulek.....	61
	Seznam příloh	62

Úvod

Postupné zpřísnování emisních limitů škodlivin ve výfukových plynech se v poslední době nevyhnulo ani motocyklům, které do nedávna měly tyto limity vcelku benevolentní ve srovnání například s automobily. V Evropě, kde jsou všeobecně jedny z nejprísnejších emisních limitů na světě, je trend zpřísnovat emisní limity pro motocykly tak, aby s postupem času bylo jedno, zda se jedná o motocykl či automobil [1]. Z důvodu tohoto zpřísnování dochází v současnosti u motocyklových motorů k všeobecnému ústupu vzduchového chlazení a přechodu na chlazení kapalinové. V této souvislosti vzniká i tato práce, která pojednává o optimalizaci kapalinového chlazení připravovaného motocyklového motoru firmy Jawa Moto spol. s.r.o., což je jinak tradiční výrobce vzduchem chlazených motocyklů.

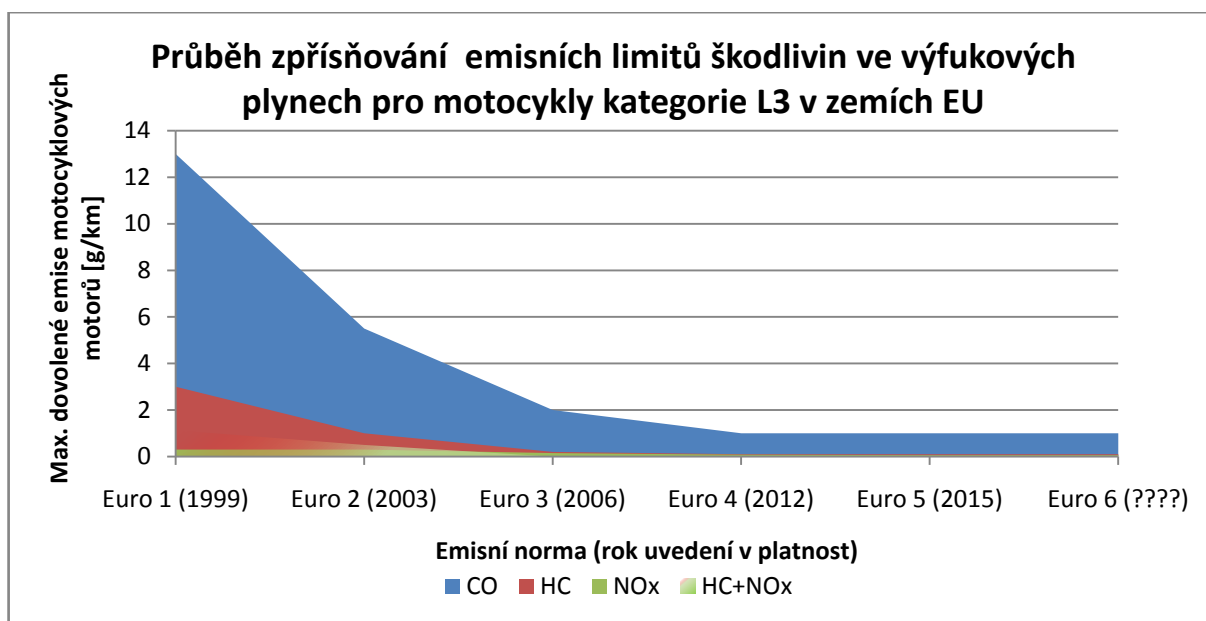
Cílem práce je analyzovat stávající proudění chladicí tekutiny v kanálech bloku motoru a pomocí změn průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců jej modulovat tak, aby bylo, v rámci možností, dosaženo co nejlepší účinnosti odvodu přebytečného tepla z nejvíce tepelně namáhaných částí motoru do chladicí kapaliny. K zjištění stavu proudění byla použita simulace pomocí metody numerického modelování dynamiky tekutin (ang. CFD – Computational Fluid Dynamics), která byla provedena v programu AnsysFluent. Po analýze výchozího stavu proudění, kde byly identifikovány jeho nedostatky, následovala postupná optimalizace, při níž byly zkoušeny různé úpravy těsnění pod hlavou válců a jejich vliv na proudění. Výsledkem této práce je upravené těsnění pod hlavou válců, které by mělo zaručit co nejoptimálnější chlazení motoru.

1 V současnosti používané způsoby chlazení motocyklových motorů

V současnosti se k chlazení motocyklových pístových spalovacích motorů používají tři hlavní způsoby chlazení:

- Kapalinové
- Vzduchové
- Olejové

Každý systém musí splňovat mimo hlavního požadavku, kterým je odvod odpadního tepla ze spalování z těla motoru, také řadu dalších, jako například hmotnost, nároky na údržbu, zástavbový prostor, atd. Význam jednotlivých požadavků se většinou liší podle zamýšleného určení motocyklu, a proto jsou i v současné době, na rozdíl od automobilového průmyslu, rozšířeny všechny tři systémy současně. Nicméně kvůli neustále se zvyšujícím nárokům na emise spalovacích motorů i v motocyklovém průmyslu dochází k dominanci kapalinových systémů nad vzduchovými, které i přes svoji náročnost a cenu jsou v současné době jediným možným způsobem dosažení emisních limitů.



Graf 1 - Průběh zpřísnování emisních limitů pro motocykly v zemích EU [2]

1.1.Vzduchové chlazení

Při chlazení motoru vzduchem je část tepla vzniklého spalováním paliva odváděna přímo do okolního vzduchu proudícího kolem motoru.

Výhodou vzduchem chlazených motorů je zejména konstrukční jednoduchost a s tím spojené malé nároky na údržbu. Na rozdíl od kapalinového chlazení odpadá chladič, potrubí, ventilátor a termostat. Vzduchem chlazený motor se oproti kapalinou chlazenému rychleji zahřívá na provozní teplotu a není u něj potřeba dělat ochranná opatření proti mrazu.

Na druhou stranu jsou vzduchem chlazené motory hlučnější (zejména kvůli žebrování motoru), mají větší spotřebu oleje a paliva při zahřívání, (jednotlivé komponenty motoru musí být kvůli rychlým změnám teplot a jejich nerovnoměrnému rozložení vyrobeny s většími rozměrovými tolerancemi). Kvůli tomu, že množství odvedeného tepla je závislé na rychlosti jízdy a teplotě okolního vzduchu, je není možné provozovat na konstantní teplotě, což má zásadní vliv na hospodárnost a emise motoru. Ze stejného důvodu mají také nejvíce namáhané části motoru (pístní kroužky, písty a stěny válců) nižší životnost v porovnání s díly kapalinou chlazeného motoru. [3]



Obr. 1 - Vzduchem chlazený motor Jawa 250 cm³ z roku 1948 [4]

1.2.Kapalinové chlazení

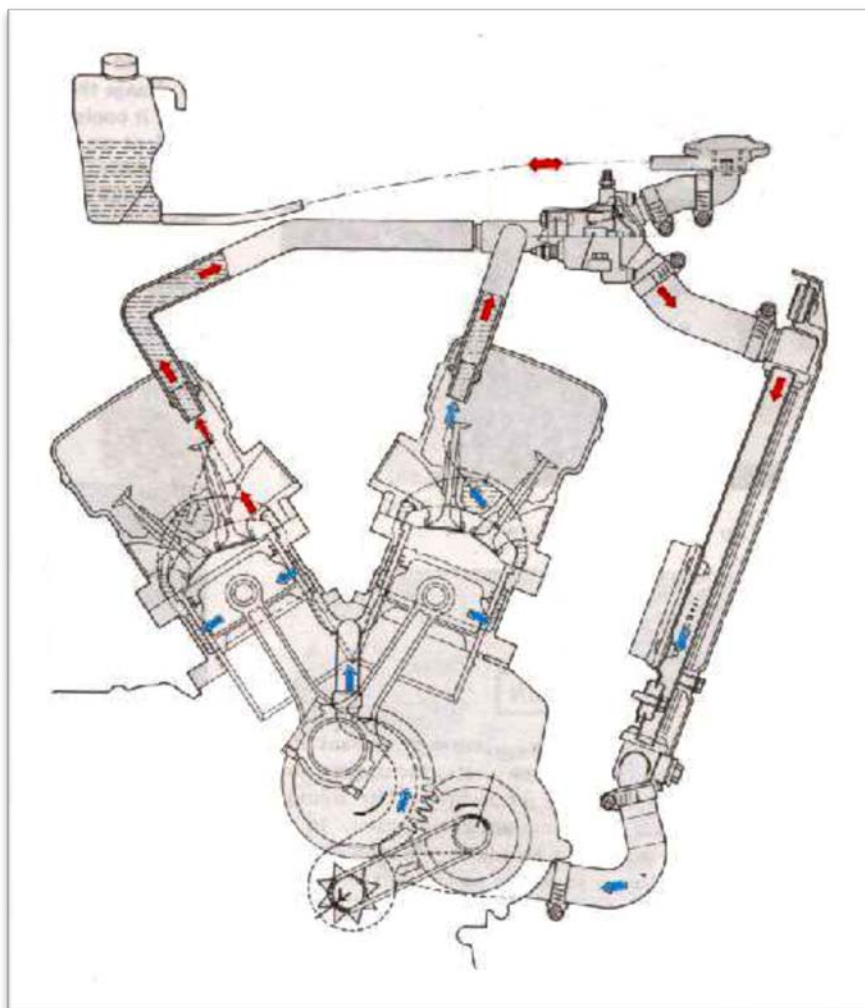
U kapalinou chlazených motorů protéká chladicí kapalina (většinou destilovaná voda s přísadami proti zamrzání) soustavou kanálů uvnitř motoru, kde přijímá odpadní teplo ze spalování a odvádí ho do chladiče. V chladiči je teplo převáděno do okolního vzduchu a ochlazená kapalina se vrací zpět do motoru.

Výhodou vodního chlazení je relativně rovnoměrné, a během provozu stálé, rozložení teplot na motoru a proto lze udělat motor hospodárnější, s lepšími emisemi a delší životností. Tento systém bývá však dražší na výrobu i náročnější na údržbu.

1.2.1. Tvar kanálů chladicí kapaliny

Systém, uspořádání a tvar vodních kanálů chlazení jsou u motocyklových motorů, až na malé výjimky, nebo lépe řečeno spíše úpravy, shodné s těmi u automobilových motorů. Je to dáno tím, že z automobilového průmyslu jsou s touto technologií bohaté zkušenosti a protože chladicí systémy automobilových motorů musí často splňovat větší nároky, než které jsou kladeny na systémy chlazení motocyklových motorů, není již většinou potřeba systém chlazení pro motocyklové motory dále výrazně vyvíjet či upravovat. Jedinou výraznou odlišností je zmenšení, nebo v některých případech i naprosté odstranění, kanálů pro chlazení válců v bloku motoru. Takovéto zjednodušení je možné zejména díky většímu množství vzduchu proudícímu kolem motoru během jízdy.

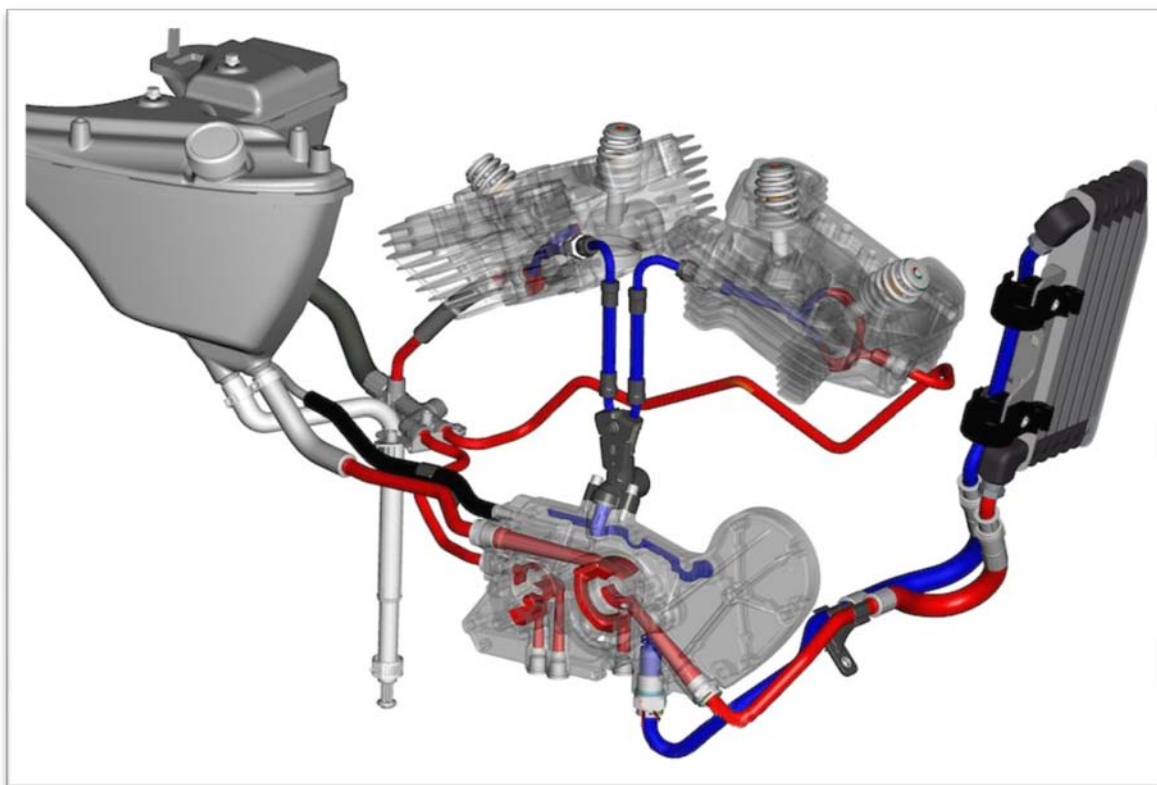
Uspořádání chladicího systému je u všech motocyklů nucené (tzn. s vodním čerpadlem) a termostatem. Chladič je vždy hned za předním kolem, většinou je však pro jeho ochranu před odlétávajícími kameny umístěn pokud možno vysoko. Pokud se jedná o motor s více řadami válců (vidlicový nebo boxer), bývá pravidlem jedno centrální vodní čerpadlo a jeden termostát. Chladicí kapalina zpravidla vstupuje do motoru v oblasti bloku motoru, z kterého pak skrz otvory v těsnění pod hlavou válců vstupuje do kanálů v hlavě válců a následně odtéká z motoru ven do chladiče. V hlavě válců jsou obtékány zejména sedla výfukových ventilů a prostor kolem svíčky. Pokud se jedná o motor s dvěma výfukovými ventily, bývá často mezi sedly těchto ventilů kanálek, který tak umožňuje pokud možno co nejrovnoměrnější chlazení těchto tepelně velmi namáhaných částí.



Obr. 2 - Schéma chladicího systému motoru motocyklu Kawasaki 750 Vulcan z roku 1989 [5]

1.3. Olejové chlazení

Olejové chlazení se používá zejména u vysoce výkonných vzduchem chlazených motorů, kdy nejvíce exponované části motoru již není možné uchladiť pouze proudem vzduchu obtékajícím motor. Na ta místa se pak přivádí proud oleje z vlastního olejového systému motoru. Chlazení oleje je buď realizováno chladičem oleje anebo pouze zvětšením množství oleje v systému a zlepšením chlazení olejové vany. Tento systém má oproti kapalinovému chlazení výhodu zejména v tom, že využívá jednoduchost vzduchového chlazení (většina tepla je odvedena z motoru touto cestou), a přitom dokáže udržovat nejdůležitější části motoru na optimální teplotě. Příkladem soudobého motocyklu s olejovým chlazením může být například BMW R 1200 GS, který má olejem chlazené hlavy svého dvouválcového boxer motoru, nebo celá řada nejnovějších motocyklů Harley Davidson.



Obr. 3 - Schéma chladicího systému motoru Harley Davidson XR 1200 z roku 2010 [6]

1.4.Historie chlazení motocyklových motorů

První motocykl na světě byl vzduchem chlazený. Jednalo se o DaimlerReitwagen z roku 1885 [18]. V následujících letech, kdy byly motocykly ve svých úplných začátcích, se zkoušelo mnoho různých způsobů, jak z motoru odvést přebytečné teplo, ale nakonec se trend na dlouhé roky ustálil opět na náporovém vzduchovém chlazení, které má zejména u motocyklů své nesporné výhody. Samozřejmě byly i výjimky jako například anglický výrobce Scott, který až do zániku firmy v roce 1969 vyráběl pouze vodou chlazené motocykly, (které se však nikdy nedočkaly velkého rozšíření [18]), nebo různé závodní stroje.

Prvním motocyklem s vodním chlazením, který se dočkal úspěchu na trhu, byl Suzuki GT 750 v roce 1972, další motocykly s touto technologií velmi brzy následovaly. V současnosti jsou téměř všechny motocykly s kubaturou 400 cm³ a větší vodou chlazené. V těchto zdvihových objemech jsou chlazené vzduchem, respektive olejem, pouze speciální motocykly a motocykly několika tradičních výrobců, kteří na vzduchovém

chlazení zakládají svou image (např. Harley Davidson). V menších kubaturách se ale i nadále vyskytují oba způsoby chlazení současně. Zejména motocykly určené pro asijský či jihoamerický trh jsou stále velmi často vzduchem chlazené, což je způsobeno mimo jiné i mírnějšími emisními limity v těchto zemích.



Obr. 4 - Suzuki GT 750 z roku 1972 – první vodou chlazený motocykl, který se dočkal masového rozšíření

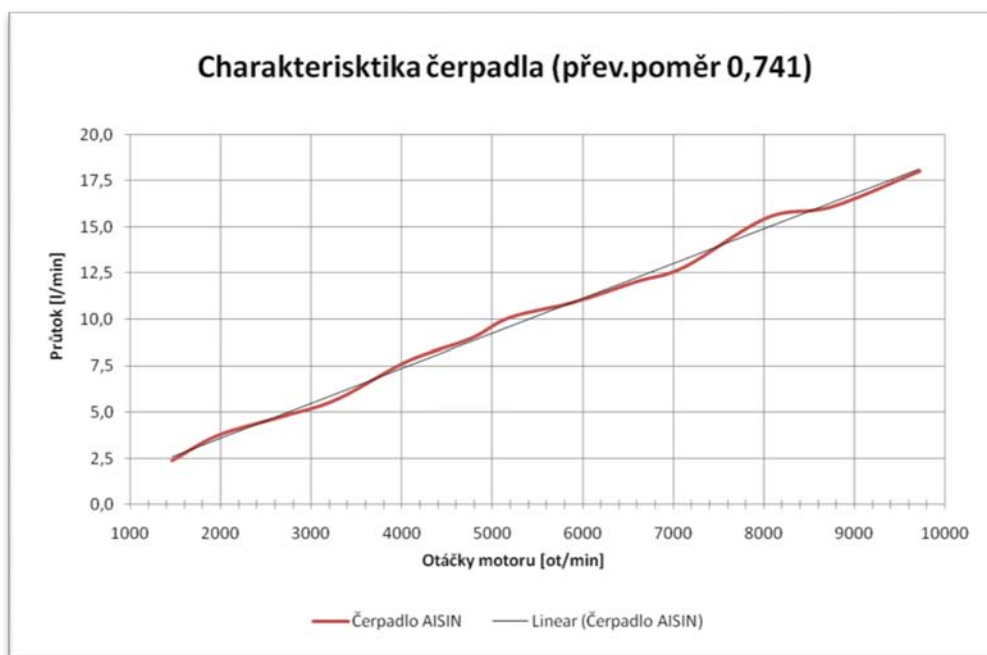
[7]

2. Tvorba a optimalizace výpočtového modelu

Pro pokud možno co nejpřesnější určení proudění chladicí kapaliny v bloku a hlavě motoru byla zvolena metoda numerického modelování proudění (anglicky CFD - Computational Fluid Dynamics). Výpočet byl proveden v programu Ansys Fluent.

Z důvodu nedostatku disponibilních vstupních dat, jako například rozložení a průběh teplot v hlavě motoru, množství odváděného tepla atd., není do výpočtu zahrnuta jeho termodynamická část. Simulace se pouze snaží o co nejpřesnější určení směru, rychlostí a množství proudící chladicí kapaliny v chladicích kanálech motoru. Za předpokladu, že nejvíce tepelně namáhaná místa jsou kolem sedel výfukových ventilů a zapalovací svíčky, bude následně možné zlepšit chlazení motoru pouze přivedením co největšího množství chladicí kapaliny právě na tato místa.

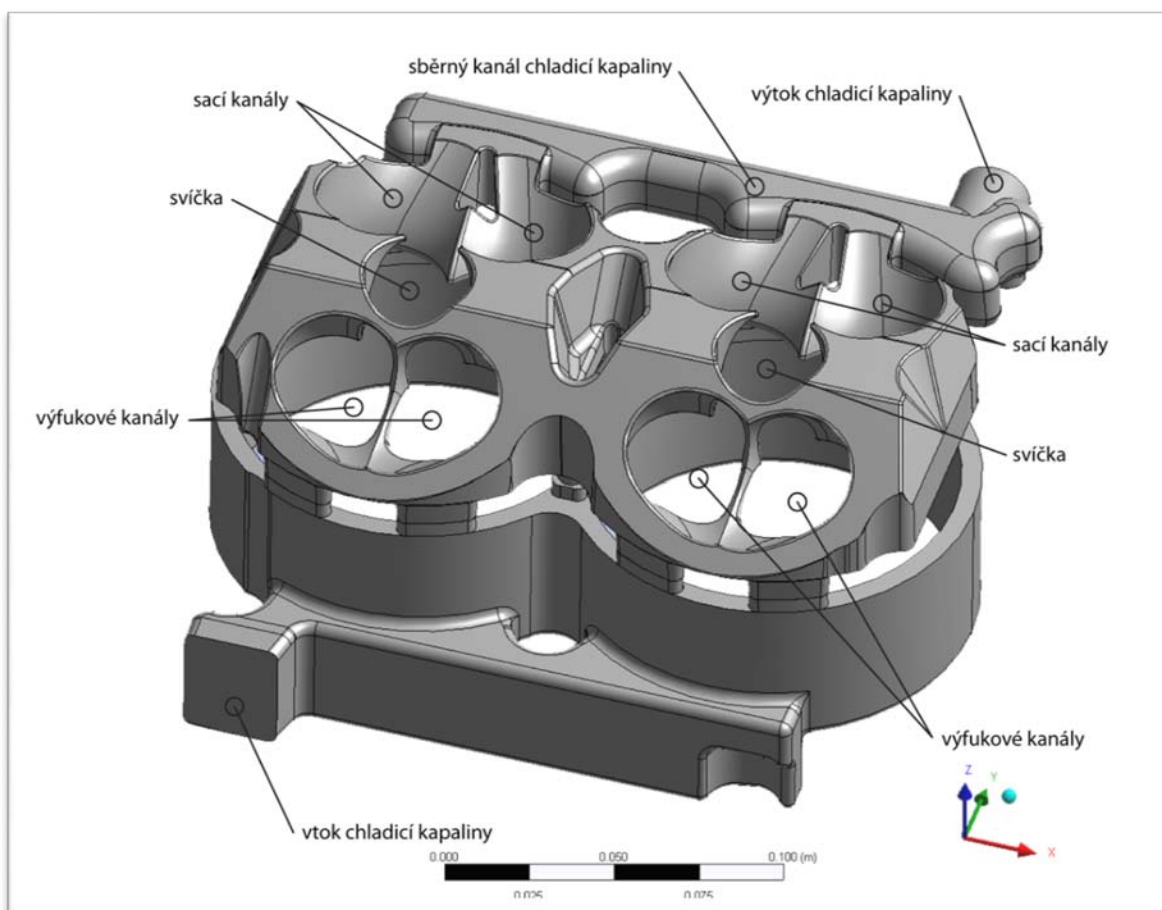
Simulované **proudění je** uvažováno jako **nestacionární, 3D, vnitřní, turbulentní, při atmosférickém tlaku, konstantní teplotě** a s jedním vstupním otvorem a jedním výstupním otvorem. Protože motor bude provozovaný v širokém rozsahu otáček, od kterého se v závislosti na charakteristice vodního čerpadla (Obr. 5) odvíjí i množství protékající chladicí kapaliny, je nutné provést výpočet ve více variantách, aby byly postihnuty pokud možno všechny stavy proudění, které mohou nastat.



Obr. 5 - Charakteristika vodního čerpadla motoru Jawa 1000 cm³

2.1.Geometrie

Vstupní geometrií pro vytvoření a optimalizaci výpočtového modelu byl zvolen 3D CAD model kanálů chladicí kapaliny připravovaného motocyklového motoru o zdvihovém objemu 998 cm³ vyvíjeným firmou Jawa Moto spol. s.r.o. v Týnci nad Sázavou.



Obr. 6 - Geometrie importovaného modelu tvaru chladicích kanálů

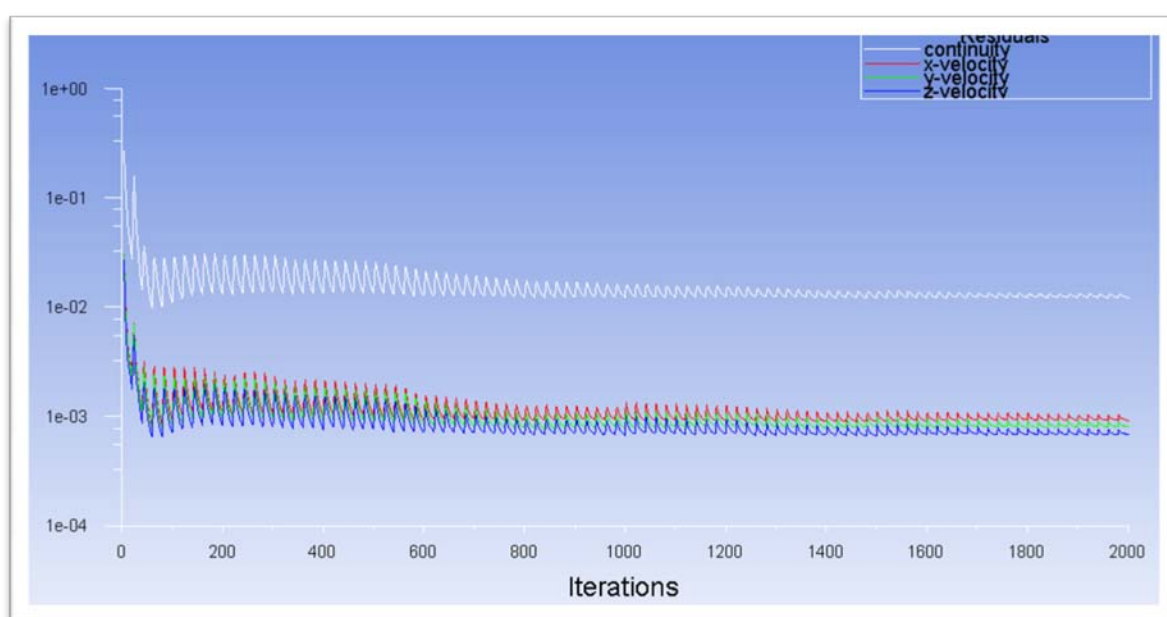
Model, původně se skládající ze dvou částí (kanály v bloku motoru a kanály v hlavě motoru), byl pro následnou snazší manipulaci upraven v programu Catia V5 na model jednoho dílu a poté přímo importován do výpočtového rozhraní Ansys Workbench 13.0. Tvarově nebyl model jakkoli upravován.

2.2.Výpočtová síť

Výpočtová síť byla vytvořena v programu pro automatické generování sítě Meshing 13.0, který je jako jeden z modulů vložený do programu Ansys Workbench.

Výpočtová síť má naprosto zásadní vliv na kvalitu výsledků výpočtu, proto byla této fázi věnována výjimečná pozornost.

Na jednu stranu je žádoucí, aby síť měla pokud možno co nejméně prvků, kvůli náročnosti výpočtu, na druhou stranu se zvyšujícím se počtem prvků roste přesnost výpočtu a rychlost konvergence řešení. V případě nedostatečně husté sítě modelu, s ohledem na rychlost a směr proudění, může řešení buď nekonvergovat dostatečně rychle anebo přímo divergovat. Proto byla síť modelu optimalizována pro nejvyšší předpokládané možné rychlosti proudění.



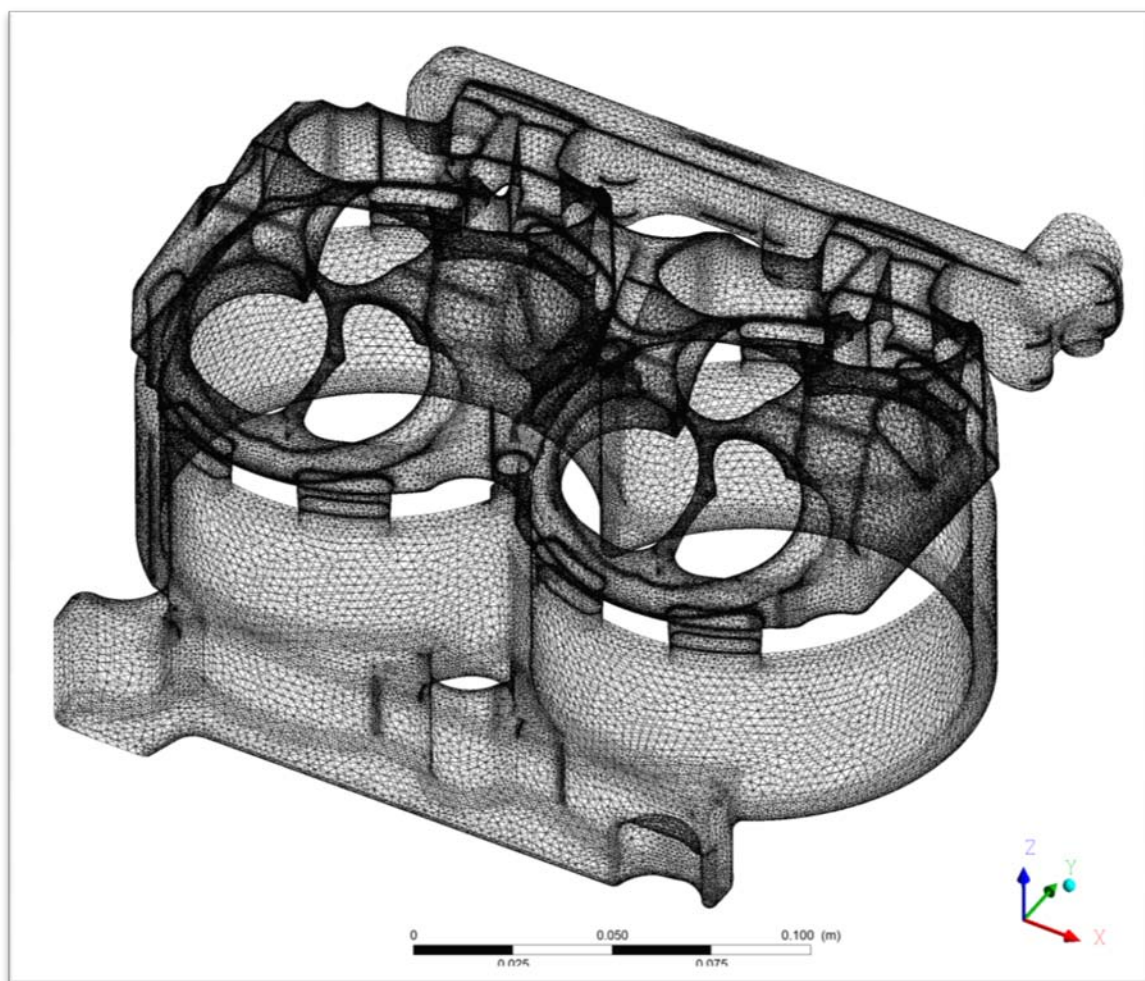
Obr. 7 – Průběh konvergence zbytkových energií řešení při dostatečné hustotě sítě

Parametry sítě:

- Typ: All tetrahedra
- Přibližný počet prvků: 3 200 000
- Přibližný počet uzlů: 720 000
- Maximální délka hrany: 3,0 mm
- Rychlost růstu sítě: 1,85

Poznámka:

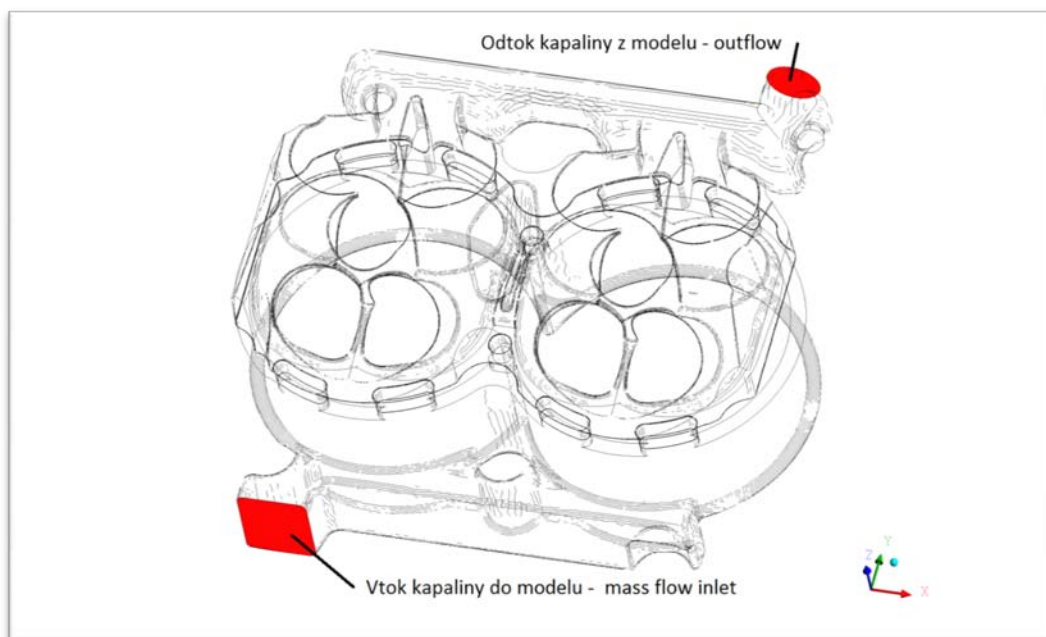
Detailní informace o nastavení generátoru sítě jsou v Příloze 1 této práce.



Obr. 8 - Výpočtová síť (varianta 1X)

2.3. Okrajové podmínky

Protože hlavním vstupním parametrem do výpočtu je množství protékající chladicí kapaliny a stejně tak je při vyhodnocování výsledků kladen důraz zejména na průběh rychlostí kapaliny a již ne tolik na průběh tlaku, byly i okrajové podmínky zadány přes tento objemový parametr (*mass-flow-inlet* pro vstup a *outflow* pro výstup, česky *hmotnostní průtok-vtok* a *odtok*) a ne přes tlakový (*pressure-inlet* resp. *pressure-outlet*, česky *tlakový vtok* resp. *tlakový odtok*). Toto zaručuje vyšší přesnost vypočtených průběhů rychlostí, ale již ne takovou přesnost průběhu tlaku.



Obr. 9 - Zobrazení okrajových podmínek na výpočtovém modelu

2.4. Parametry výpočtu

Solver: <i>Řešič:</i>	transient, pressure based, absolute velocity formulation <i>nestacionární, na základě tlaků, absolutní formulace rychlosti</i>
Mathematical Model: <i>Matematický model:</i>	LES - Smagorinsky-Lilly <i>LES (metoda velkých vírů) – Smagorinsky-Lilly</i>
	Subgrid scale viscosity: none <i>podsíťová viskozita: žádná</i>
	Dynamic stress: none <i>dynamický tlak: žádný</i>
Material: <i>Materiál:</i>	water-liquid ($\rho = 998,2 \text{ kg.m}^{-3}$, $\mu = 0,001003 \text{ Pa.s}$) <i>voda-kapalina</i>

Solution methods:

Výpočetní metody

Pressure-Velocity coupling:

Vazba tlaku a rychlosti:

Simple

jednoduchá

Spatial discretization

Prostorová diskretizace

- Gradient:

Gradient:

Least Squares Cell Based

metoda nejmenších čtverců, na základě prvků

- Pressure:

Tlak:

Standard

standardní

- Momentum:

Setrvačnost:

Bonded Central Differencing

vázaná centrální difference

Transient Formulation:

Formulace nestacíárnosti:

Second Order Implicit

implicitní druhého řádu

Temperature:

Teplota:

288 K

288 K

Gravity:

Gravitace:

Off

Vypnuto

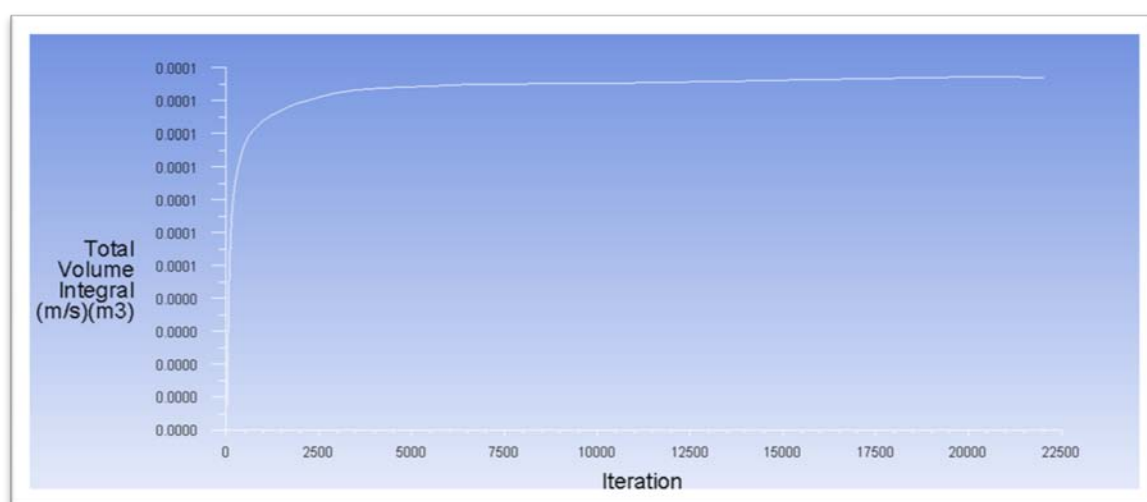
Poznámka k výběru matematického modelu:

Program Fluent ve verzi 13.0, ve které byl výpočet proveden, umožňuje simulaci proudění podle 9 různých základních matematických modelů turbulentního proudění, které mají dále své varianty. Protože očekávané maximální hodnoty Reynoldsova čísla se v úloze pohybují řádově okolo 10 000, což je příliš pro přímou numerickou simulaci DNS a zase příliš málo pro použití výhradně RANS modelů, byl zvolen pro výpočet model LES (Large Eddy Simulation), který oba tyto modely kombinuje.

2.5. Délka výpočtu a konvergence řešení

Při výpočtu nestacionárního proudění je důležité zajistit dostatečnou konvergenci řešení jednotlivých časových kroků i konvergenci celkového řešení. K posouzení tohoto faktu však ne vždy stačí konvergence zbytkových energií, což je například, když se hodnoty těchto energií ustálí na určité hodnotě a kvůli nedostatečně husté síti v jednom konkrétním místě již dále neklesají. V tomto případě je potřeba sledovat průběh ostatních veličin (jako například průměrnou rychlost v celém výpočtovém objemu) a až podle tohoto parametru usoudit, zda je již řešení dostatečně ustálené.

Na průběh řešení má také vliv velikost časového kroku mezi jednotlivými body řešení. Obecně platí, že při velkém časovém kroku může dojít k ustálení proudění během menšího počtu iterací, ale přesnost řešení se může zhoršit. Je proto třeba nastavit velikost časového kroku a počet iterací na jeden krok s ohledem na ostatní parametry výpočtu tak, aby bylo pokud možno dosaženo kompromisu vzhledem k výpočetním možnostem (hardware). Velikost časového kroku byla v tomto případě zvolena $\Delta t = 0,05 \text{ s}$ a 20 iterací na jeden časový krok. K tomuto nastavení vedla série zkušebních výpočtů, kdy byla ověřena jeho funkčnost s ohledem na výše uvedenou síť a matematický model. Celkový počet časových kroků nutných pro dostatečné ustálení řešení byl, na základě průběhu průměrné rychlosti v celém modelovaném objemu (Obr. 8), zvolen na 200, tj. 4000 iterací. Celková doba modelovaného proudění je tedy 10s.



Obr. 8 - Průběh průměrné rychlosti v celém modelovaném objemu

Poznámka:

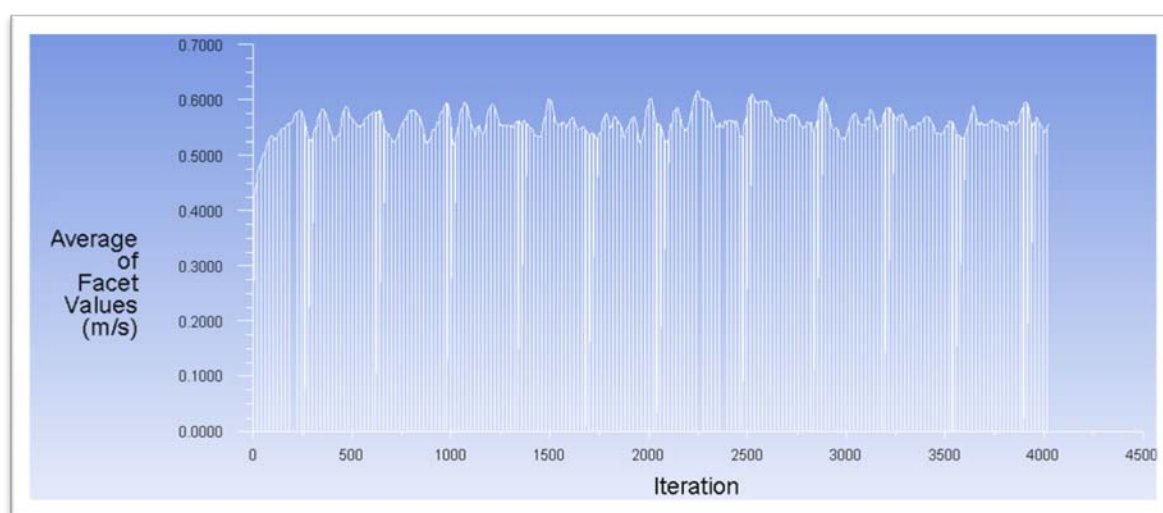
Na počítači 6 x 2,67 GHz, 12 GB RAM trval jeden výpočet o 4000 iteracích přibližně 8 hodin.

2.6. Vyhodnocení výsledků

Postprocessing výsledků byl proveden v programu CFD Post, který je jako jeden z integrovaných modulů součástí programu Ansys Workbench.

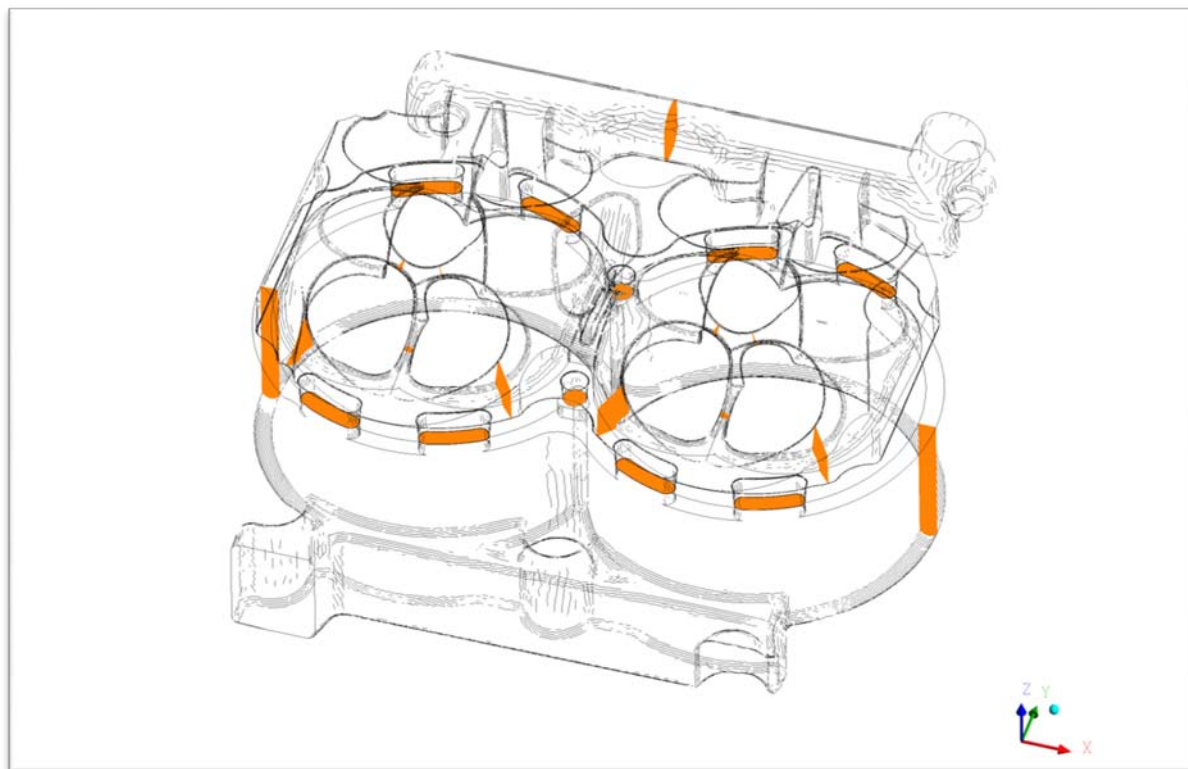
Protože se simulace zaměřuje zejména na množství kapaliny protékající jednotlivými místy chladicích kanálů, byl ve výsledcích sledován zejména průběh rychlosti, což je veličina přímo úměrná hmotnostnímu, respektive objemovému, toku. Další sledovanou veličinou byl tlak a rozdíl jeho hodnot mezi vstupem a výstupem z modelu, ale to již pouze jako doplňková veličina z důvodu nižší přesnosti, jak bylo vysvětleno v bodě 2.2 této práce. Dále byl sledován tvar proudění, zejména pak tvoření turbulencí, které mají pozitivní vliv na součinitel přestupu tepla mezi stěnou kanálu a chladicí kapalinou.

Protože i ustálené turbulentní řešení má tendenci fluktuovat kolem určité hodnoty, byly výsledky časově zprůměrovány, což umožňuje vyniknout vírům, které jsou během proudění kapaliny po určitý časový úsek (10 s v tomto případě) relativně stálé, zatímco víry přechodové, nebo méně časté, jsou potlačeny.



Obr. 9 - Fluktuace střední rychlosti chladicí kapaliny na výstupu z modelu

Hmotnostní průtok kapaliny byl vyhodnocován na celkem 21 místech výpočtového modelu (viz Obr. 10). **Detailní přehled i s názvy jednotlivých průřezů je v příloze 2 této práce.**



Obr. 10– Průřezy, na kterých byl měřen hmotnostní průtok

Poznámka:

Pro lepší orientaci mají některé plochy pro měření průtoku v názvu indexy označující jejich umístění na modelu: L – levá strana, resp. P – pravá strana z pohledu na model shora ze strany výfukových kanálů (naprostá většina vyobrazení výpočtového modelu je z toho směru pohledu).

Pomocí těchto dat je možné vcelku objektivně posoudit vliv provedených změn na tvar proudění. K vypočteným hodnotám je nicméně nutné přistupovat s rezervou, zejména proto, že tyto hodnoty vznikly interpolací 3D dat do 2D roviny, což má za následek podstatné snížení přesnosti výsledků. Je také nutné vzít v úvahu, že každá hodnota byla vypočtena v místě s rozdílnou hustotou sítě, což má také na přesnost řešení významný vliv. Je proto vhodné porovnávat zejména hodnoty zatížené přibližně stejnou chybou řešení, jako jsou například hodnoty z průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců, a

to ještě pokud možno jako podíl z celkové hodnoty průtoku pro všechny tyto průřezy. Při porovnání hodnot zatížených rozdílnou chybou by se z výše uvedených důvodů mohlo zdát, že se v systému kapalina ztrácí.

K odstranění těchto nepřesností řešení by bylo nutné vygenerovat výpočtovou síť již s těmito měřicími rovinami od začátku integrovanými tak, aby nedocházelo k interpolaci hodnot z 3D sítě. Tato metoda nebyla při tvorbě této práce použita, a to z důvodu své časové náročnosti a s přihlédnutím na ostatní zjednodušení výpočtu.

Poznámka:

Tato práce se zabývá zejména vyhodnocováním dat. S ohledem na charakter těchto dat je nejlepší je posuzovat ve 3D, což tištěná forma neumožňuje. Proto považuji za vhodné při čtení této práce současně pracovat i s přiloženým DVD, kde jsou v trojrozměrné podobě všechna zde zmiňovaná data, a i mnohá další.

3. Kontrolní výpočet a optimalizace

3.1. Technické parametry vyšetřovaného motoru

Vyšetřovaný motor je vyvíjen firmou Jawa spol. s.r.o. v Týnci nad Sázavou. Jedná se o čtyřdobý, kapalinou chlazený, řadový dvouválec s osmi ventily v uspořádání DOHC. Zdvihový objem je 998 cm^3 a maximální výkon je 86 kW při 9000 ot/min.

3.2. Systém optimalizace

Protože v době psaní této práce je výše uvedený motor již v pokročilém stádiu vývoje, není již možné dělat dalekosáhlé úpravy na odlitku hlavy nebo bloku válců. Proto byla zvolena optimalizace cestou škrcení průtočných otvorů v těsnění pod hlavou válců. Bylo zvoleno prvotní nastavení – určitý tvar těsnění pod hlavou – které bylo po zhodnocení výsledků postupně upravováno v mnoha variantách do výsledné podoby, která je v této práci prezentována jako výsledek.

Každá varianta byla počítána pro tři průtočná množství, která odpovídala podle charakteristiky vodního čerpadla (Obr. 5) třem otáčkovým režimům motoru:

- A** – 1500 ot/min, $\dot{m} = 0,041 \text{ kg/s}$
- B** – 5500 ot/min, $\dot{m} = 0,172 \text{ kg/s}$
- C** – 9500 ot/min, $\dot{m} = 0,293 \text{ kg/s}$

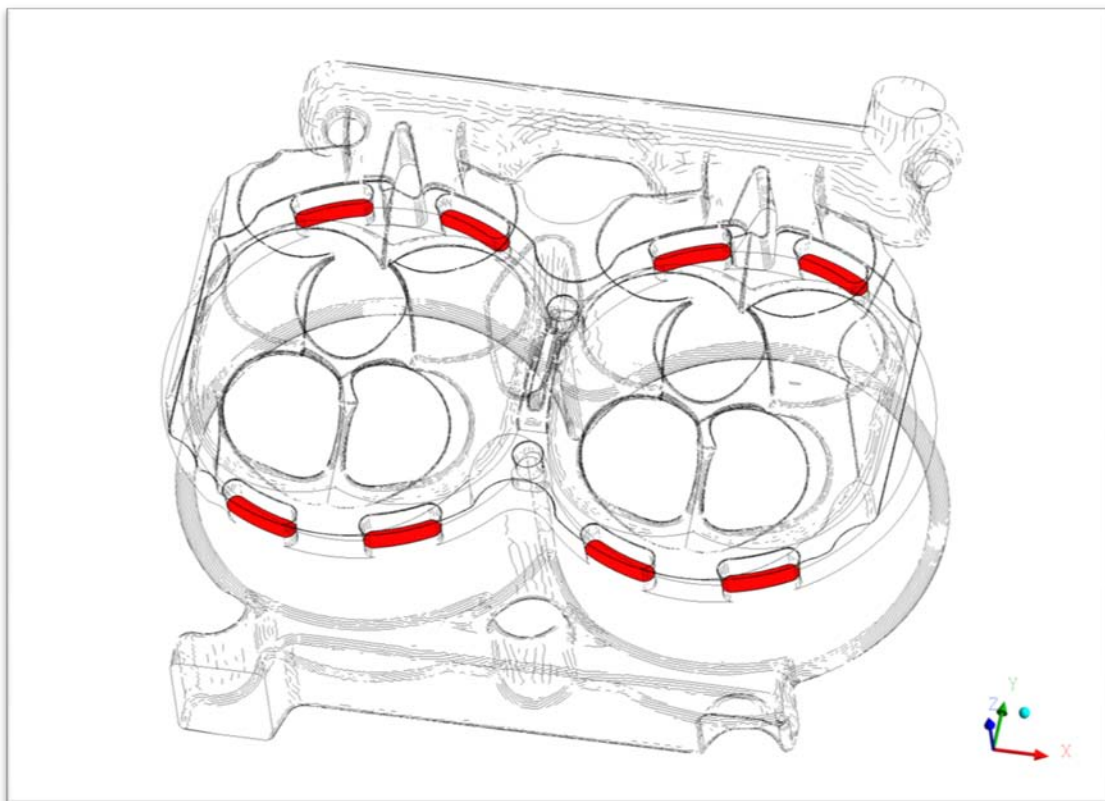
Celkem bylo vypočteno 24 různých variant proudění, proto bylo pro lepší orientaci nutné zavést systém označování výsledků:



Pokud je v názvu uvedeno písmeno X, označuje tak všechny možné varianty těsnění pod hlavou válců, resp. množství proudící chladicí kapaliny.

3.3. Nastavení výchozí varianty proudění

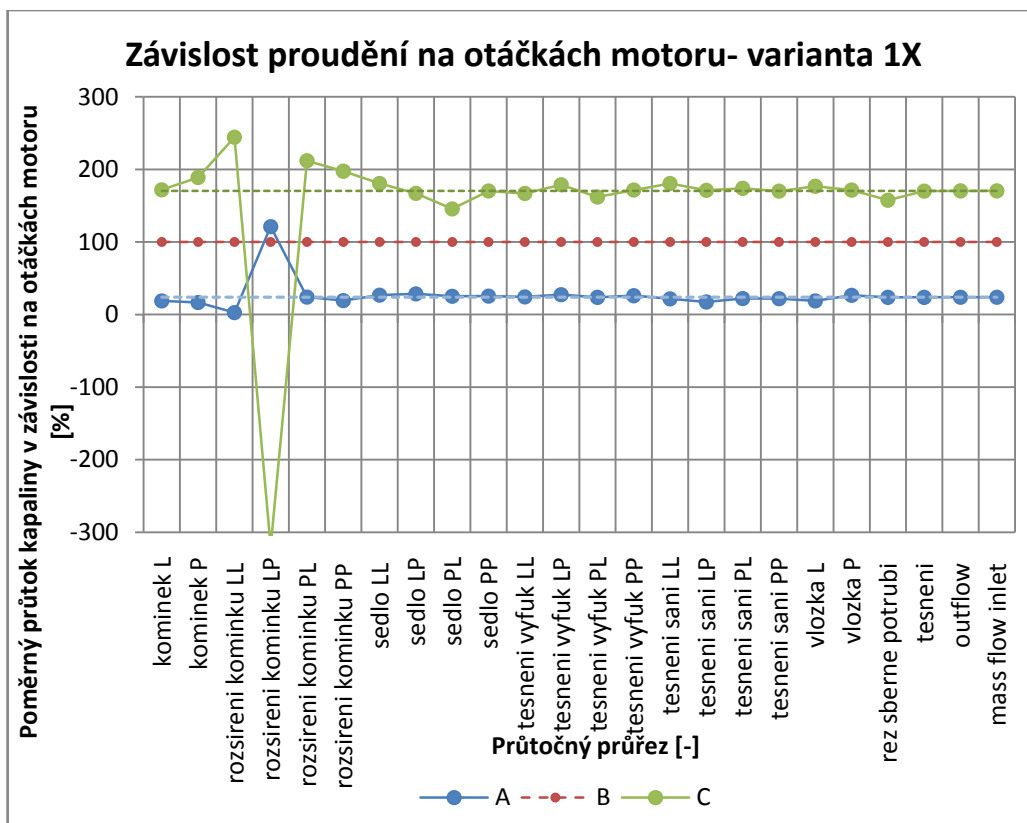
Jako výchozí varianta byl zvolen tvar těsnění, kdy není tok chladicí kapaliny těsněním podhlavou jakkoli regulován. Pouze výstupky pro uložení jádra do formy (názvy označení průtočných průřezů pro vyhodnocení výsledků – *tesneni sani stred* a *tesnenivyfukstred*), které alerovněž mohou sloužit k průtoku chladicí kapaliny, jsou zaslepeny. Simulace proudění pro tuto variantu těsnění pod hlavou válců mají označení 1X.



Obr. 11 - Zobrazení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou (červéné plochy) pro výchozí variantu (1X)

3.4. Porovnání závislosti tvaru proudění na otáčkách motoru

Protože motor bude provozován v širokém spektru otáček, od kterých se také odvíjí i množství protékající kapaliny chladicím systémem, bylo třeba zjistit závislost směru proudění na tomto parametru.



Graf 2 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezích zmíněných v kapitole 2.6 (viz. Příloha 2)

Poznámka ke Grafu 2

Hodnoty hmotnostních průtoků z varianty 1B (otáčky motoru – 5500 ot/min) byly zvoleny jako referenční a hodnoty hmotnostních průtoků pro jednotlivé řezy z variant 1A a 1C byly vynášeny v procentech vůči těmto referenčním hodnotám. Sledují se odchylky hodnot variant 1A a 1C od asymptot vypočtených z poměru množství vstupující kapaliny do modelu (24 % pro 1A resp. 170 % pro 1C).

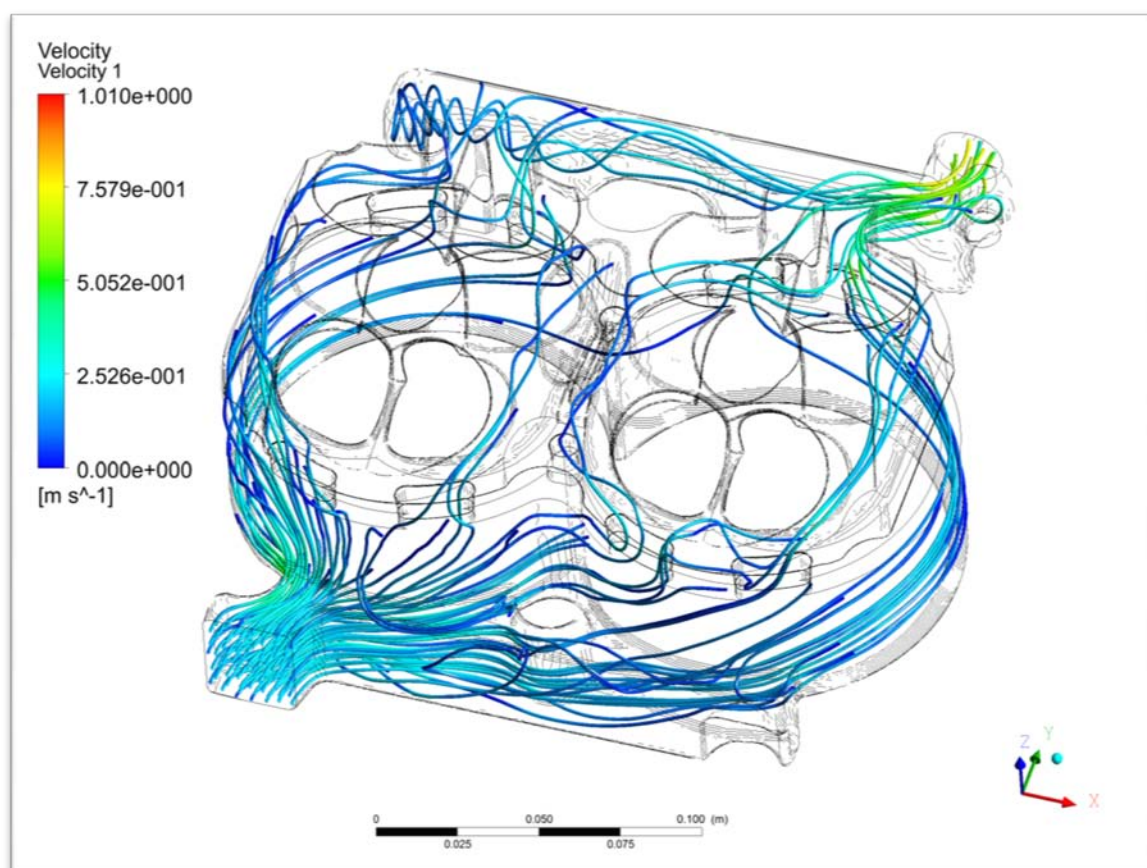
Z Grafu 2 je zřejmé, že navýšení protékajícího množství kapaliny nemá na tvar proudění velký vliv. Jediné místo, kde je tato změna výrazná, jsou kanálky mezi výfukovým potrubím a svíčkou (označení *rozsíření komínku*). To je způsobeno relativním nárůstem tlaku ve střední části chladicího kanálu v hlavě motoru. Tento jev je podrobně rozebrán v kapitole 3.5.2 této práce.

Dá se předpokládat, že ani následné úpravy těsnění výrazně nezvýší závislost směru proudění na průtočném množství. Proto není nutné dále vyhodnocovat všechny varianty

současně, ale je možné věnovat se pouze variantám odpovídajícím jednomu otáčkám motoru s tím, že zbylé varianty pro stejný tvar těsnění pod hlavou, ale jiné otáčky motoru jsou této variantě velmi podobné. Grafy ověřující tento předpoklad jsou v příloze 3.

Pro vyhodnocování výsledků byly zvoleny varianty pro 5500 ot/min motoru (tedy varianty s označením XB).

3.5. Zhodnocení tvaru proudění výchozí varianty

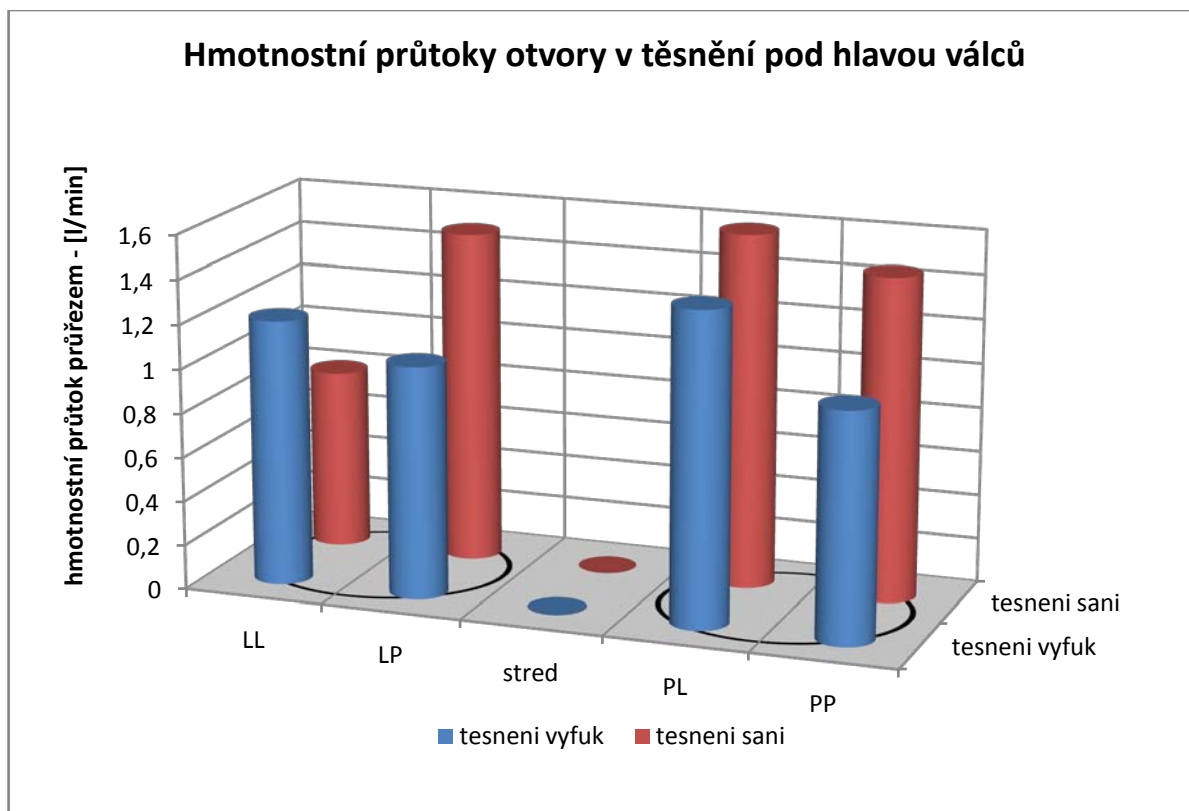


Obr. 12 - Proudnice zabarvené podle rychlosti proudění – výchozí varianta (1B)

Proudnice chladicí kapaliny na Obr. 12 naznačují, že velké množství chladicí kapaliny proudí od vstupu kolem boků válců k otvorům v těsnění pod hlavou válců na straně sacích kanálů. Zejména výrazný je proud chladicí kapaliny tekoucí kolem pravého válce (z pohledu na Obr. 12), který následně protéká skrz otvor označený *tesneni sani PP* přímo do sběrného potrubí v hlavě válců.

3.5.1. Optimalizace množství kapaliny proudící kolem sedel výfukových ventilů

Jak z čistě subjektivního hodnocení (optické porovnávání průběhů vektorů rychlosti a proudnic), tak i přímo z hodnocení hodnot hmotnostních průtoků v jednotlivých řezech uvedených v kapitole 2.6, je zřejmé, že při této variantě podstatná část z celkového množství chladicí kapaliny (přibližně polovina) proudí od vstupu kanály kolem boků válců a následně na straně sacích kanálů téměř ihned do sběrného potrubí v hlavě válců, což neodpovídá poměrnému množství tepla, které je potřeba odvést v této oblasti ze spalovacího prostoru. Dá se očekávat, že **nejvíce tepla přestupuje do těla motoru v oblasti hlavy válců, zejména v oblasti sedel výfukových ventilů a zapalovací svíčky**. K těmto oblastem je tedy nutné přivést co největší podíl z celkového množství chladicí kapaliny, aby nedocházelo k přehřívání těchto částí a k poruchám s tím spojeným. Z dostupných zkušeností s touto problematikou lze odhadnout, že přibližně $\frac{3}{4}$ celkového množství vstupující chladicí kapaliny je potřeba přivést do těchto částí a zbylou $\frac{1}{4}$ je možné využít k chlazení ostatních míst spalovacího prostoru, v tomto případě zejména boků válců mimo stranu u výfukových ventilů. Strana výfukových ventilů se dá považovat za chlazenou celým proudem vstupující chladicí kapaliny. Pro snazší orientaci v textu však není tato skutečnost již dále zmiňována a tokem chladicí kapaliny chladícím boky válců se myslí pouze tok kapaliny, který po vstupu do chladicího prostoru v motoru pokračuje kanály kolem boků válců na stranu sacích kanálů a pak až teprve skrz průtočné průřezy v těsnění pod hlavou válců do sběrného potrubí umístěného v hlavě válců. Proto je nutné v dalších variantách zmenšit průtočné průřezy v těsnění pod hlavou na straně sacích ventilů (průřezy označené *tesneni sani*), čímž dojde ke zvýšení odporu v těchto místech a více chladicí kapaliny poteče od vstupu do modelu po bocích válců přímo vzhůru do hlavy válců a následně k sedlům výfukových ventilů.



Graf 3 - Rozdělení toku chladicí kapaliny průtočnými průřezy v těsnění pod hlavou - varianta 1B

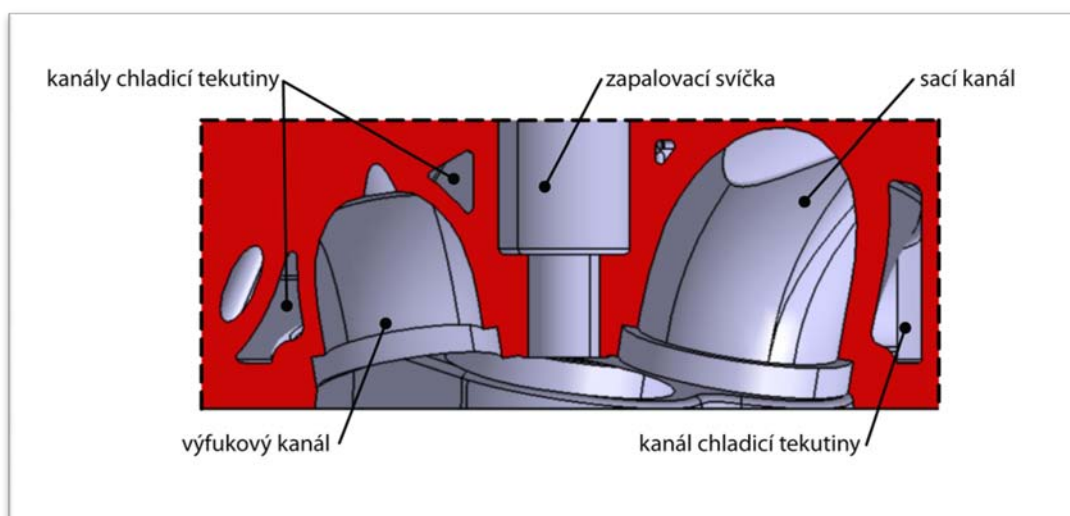
Poznámka ke Graf 3:

Celkem proudí kanály označenými tesneni vyfuk 0,080 kg/s a kanály tesneni sani 0,088 kg/s, což je 48 % resp. 52 % z celkového množství.

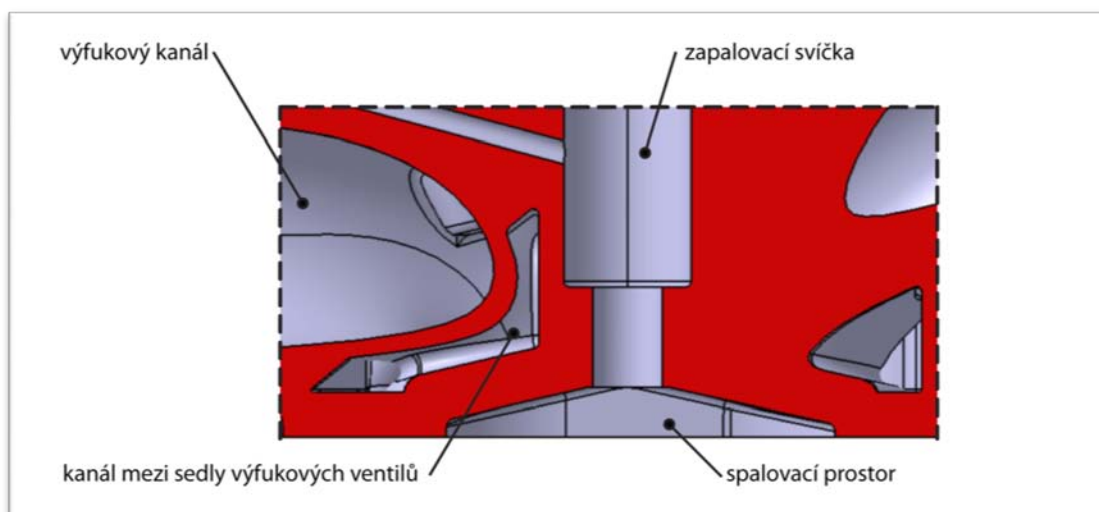
3.5.2. Kritická místa

Dalším problémem, na který je vhodné se zaměřit, jsou kanálky mezi sedly výfukových ventilů, v této práci nazývané „komínky“ a jejich následné rozšíření (plochy označené *kominek* a *rozsireni kominku*). Pro optimální chlazení by bylo vhodné, aby sedla výfukových ventilů byla obtékána chladicí kapalinou kolem dokola. To by zaručovalo na těchto sedlech nižší teploty a zároveň jejich rovnoměrnější rozdělení a z toho plynoucí i menší namáhání z důvodu teplotní roztažnosti. Zejména je nutné se zaměřit na místa mezi sedly výfukových ventilů a zapalovací svíčkou a také na místo mezi samotnými sedly, kde dochází během provozu motoru k velmi výraznému přestupu tepla do tělesa hlavy válců.

Kanály mezi sedly výfukových ventilů vyšetřovaného motoru (průřezy *kominek*) umožňují chladicí kapalině protékat mezi sedly výfukových ventilů, ale následně už pouze odvádí kapalinu směrem vzhůru, tedy dál od stěny spalovacího prostoru, čímž tak neumožňují chlazení sedel výfukových ventilů po celém jejich obvodu a ani teplotně exponovaných míst mezi sedly těchto ventilů a zapalovací svíčkou. Přestože tedy důležitost těchto kanálů pro optimální chlazení není tak velká, jak by se očekávalo, je vhodné se snažit optimalizovat těsnění pod hlavou motoru tak, aby těmito kanály proudilo pokud možno co nejvíce chladicí kapaliny.

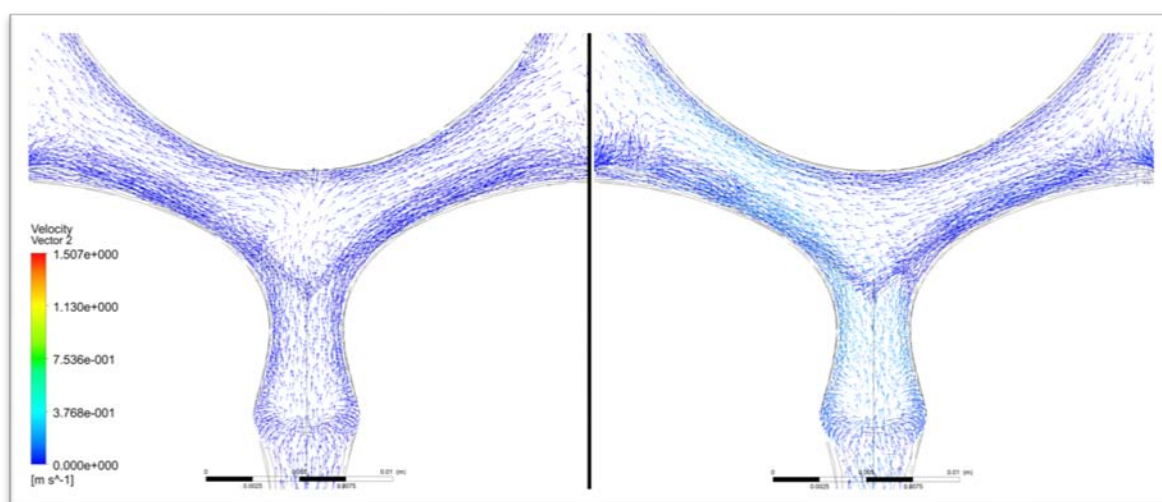


Obr. 13 - Řez hlavou válců (rovina řezu: střed sedla výfukového ventilu - osa zapalovací svíčky)



Obr. 14 - Řez hlavou válců (rovina řezu: bod mezi sedly výfukových ventilů - osa zapalovací svíčky)

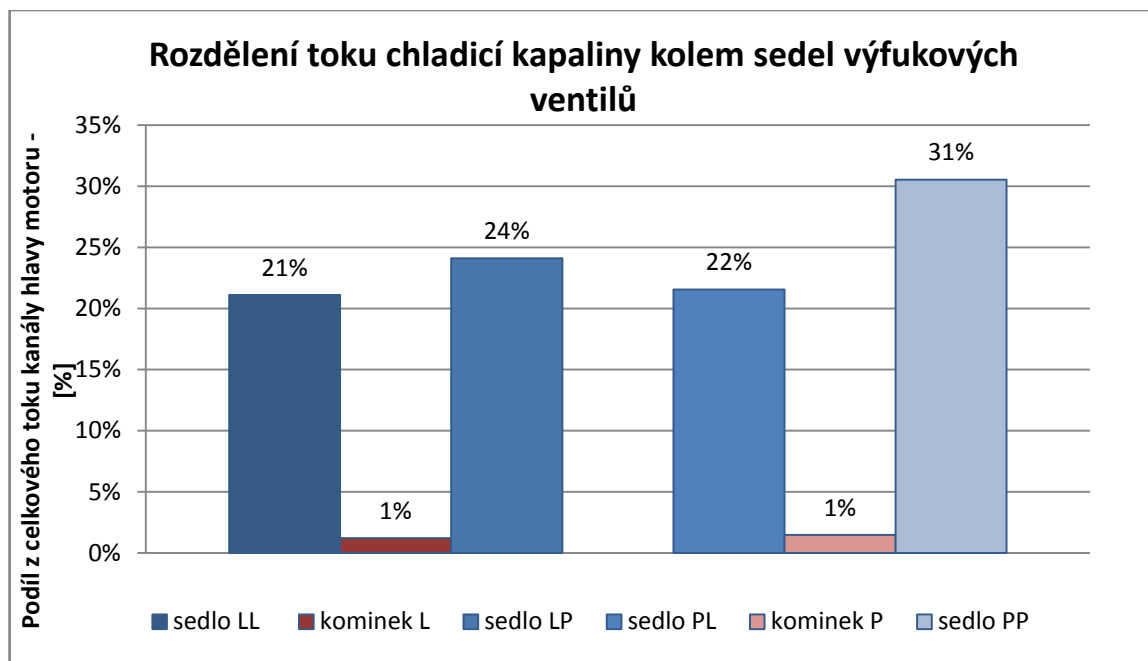
Následná rozšíření výše zmiňovaných kanálů (průřezy *rozsireni kominku*) jsou však již příliš vzdálená od teplotně nejexponovanějších míst a již je proto není nutné dále optimalizovat. Dochází zde nicméně k zajímavému jevu, kdy se zvyšováním množství proudící kapaliny se zvyšuje tlak ve střední části chladicího kanálu v hlavě válců, což má za následek postupné snižování množství protékající kapaliny kanály *rozsireni kominku LP* a *rozsireni kominku PL* až do následné úplné změny směru proudění. Tento jev však není závislý pouze na množství proudící kapaliny chladicími kanály motoru, ale také na specifickém přiškrcení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců (viz příloha 3). Tímto jevem se však, z důvodu jeho relativně nízkého vlivu na chlazení důležitých míst, není třeba nijak podrobněji zabývat.



Obr. 15 - Porovnání proudění v rozšíření kanálů mezi sedly výfukových ventilů (vlevo varianta 1A a vpravo varianta 1C)

3.5.3. Rovnoměrnost proudění

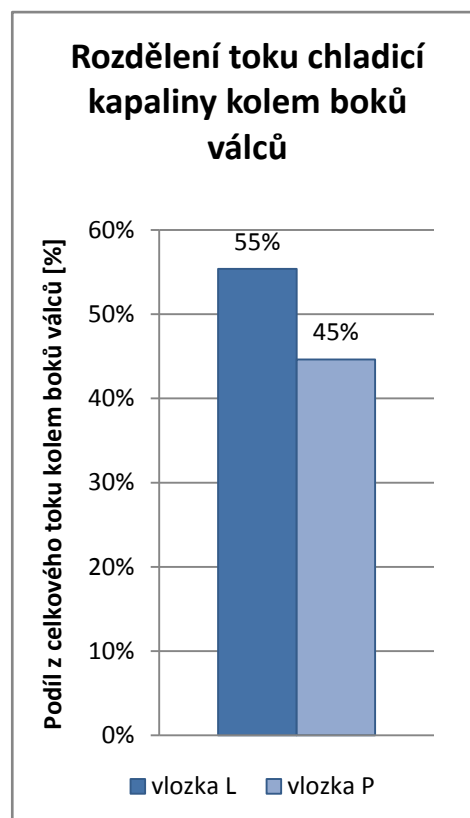
V kapitole 3.5.1 byla naznačena důležitost správného rozdělení toku chladicí kapaliny mezi kanály chladící boky válců a kanály kolem sedel výfukových ventilů. Je nicméně také důležité, aby i další větvení tohoto toku probíhalo pokud možno rovnoměrně a bylo tak zajištěno i rovnoměrné chlazení jednotlivých částí motoru.



Graf 4 - Poměrné rozdělení toku chladicí kapaliny kolem sedel výfukových ventilů

Z Graf 4 je zřejmé, že toky chladicí kapaliny kolem sedel výfukových ventilů jsou relativně rovnoměrné, pouze tok kanálem kolem výfukového ventilu, který je nejvíc vzdálený od vstupního kanálu chladicí tekutiny do modelu (průřez označený *sedlo PP*), je lehce vyšší jak ostatní.

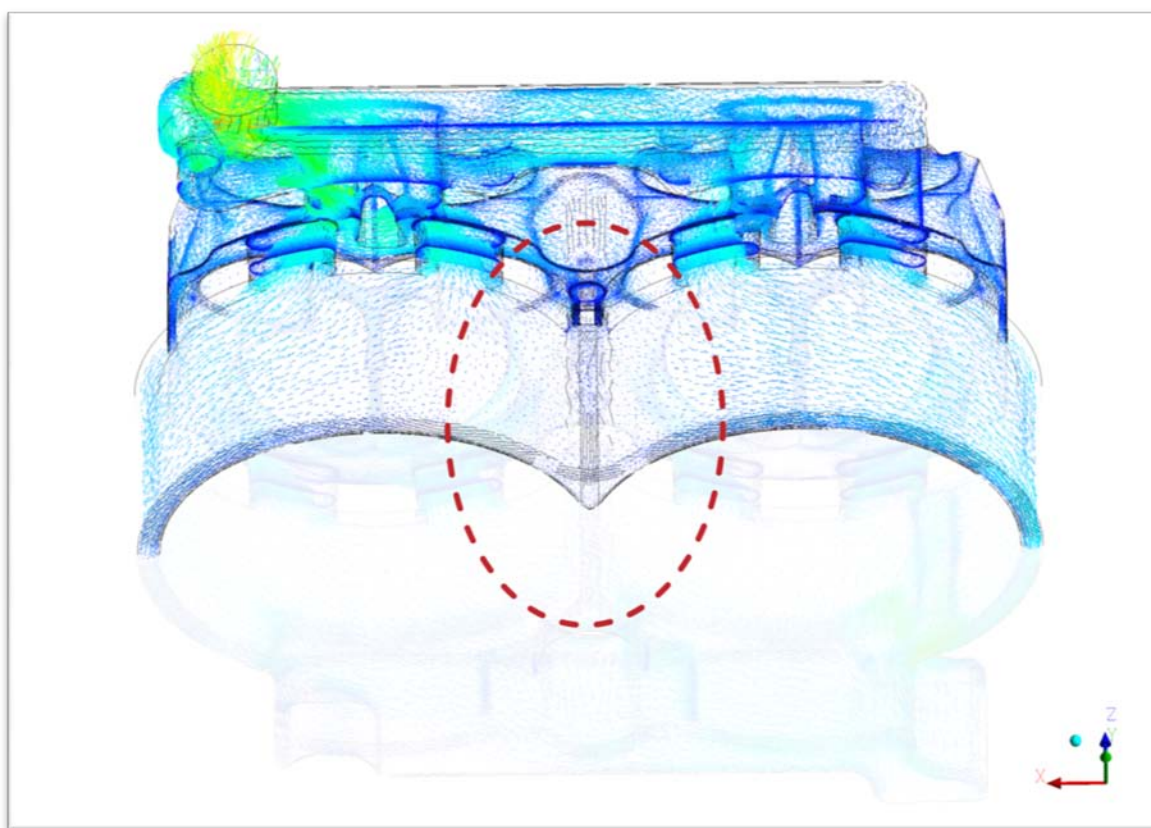
Graf 5 naznačuje, že boky válců jsou při této variantě obtékány vcelku rovnoměrně. Přesto je však potřeba toto rozdělení kontrolovat i u dalších variant, protože je možné, že se bude s dalšími variantami měnit.



Graf 5 - Poměrné rozdělení toku chladicí kapaliny kolem boků válců motoru

3.5.4. Další poznatky

Z průběhů vektorů rychlosti a proudnic je zřejmé, že kanálem v bloku motoru chladicím boky válců, v místě mezi odtoky chladicí kapaliny do sběrného potrubí (Obr. 16), protéká podstatně méně chladicí kapaliny než na ostatních místech tohoto kanálu. To je způsobeno zejména snadným odtokem chladicí kapaliny do sběrného potrubí, z čehož plyne, že voda není nucena tímto místem protékat. Proto je vhodné, aby v dalších úpravách těsnění byly zmenšené průtočné otvory umístěny tak, aby toto „mrtvé místo“ bylo pokud možno co nejmenší.



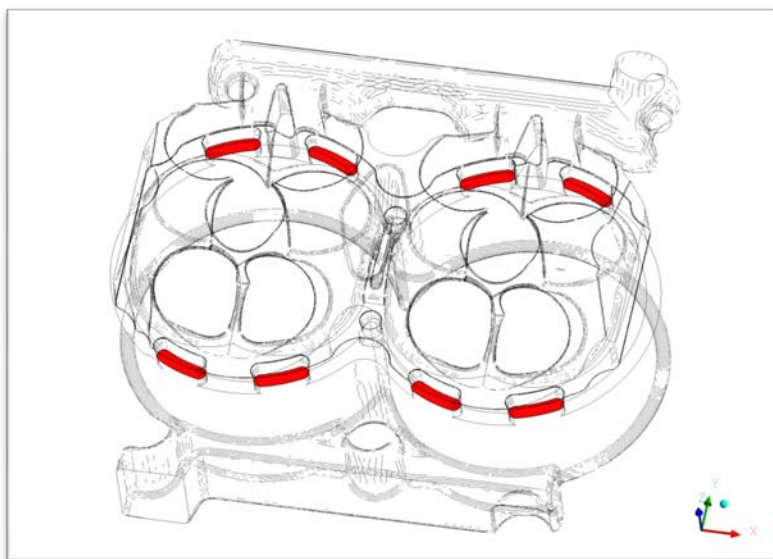
Obr. 16 - Tzv. "mrtvé místo" - místo s velmi malými průtočnými rychlostmi

3.6. Mezivýsledky optimalizace a finální řešení

Celkově bylo vypočteno 24 různých případů proudění pro 8 variant tvaru průtočných průřezů vtěsnění pod hlavou válců. Proces optimalizace byl postupný, kdy se každá varianta těsnění pod hlavou válců snažila vyjít z výsledků varianty jí předcházející. Cílem tak bylo postupně dosáhnout optimálního řešení, které by bylo přijatelným kompromisem mezi všemi výše uvedenými požadavky na proudění kapaliny v chladicích

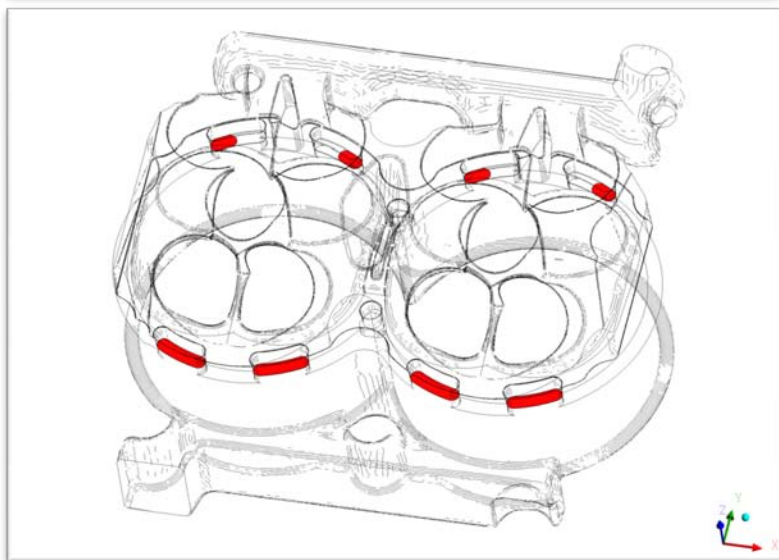
kanálech motoru. V této práci je uvedeno všech 8 variant, které jsou pro lepší orientaci označeny číslem v názvu, určujícím jejich pořadí v procesu optimalizace. Podrobně vyhodnocovány jsou nicméně pouze případy proudění pro množství proudící kapaliny odpovídající 5500 ot/min motoru (viz kapitola 3.4). Jedná se konkrétně o varianty: 1B, 2B, 3B, 4B, 5B, 6B, 7B a 8B.

3.6.1. Grafický přehled jednotlivých variant těsnění pod hlavou válců



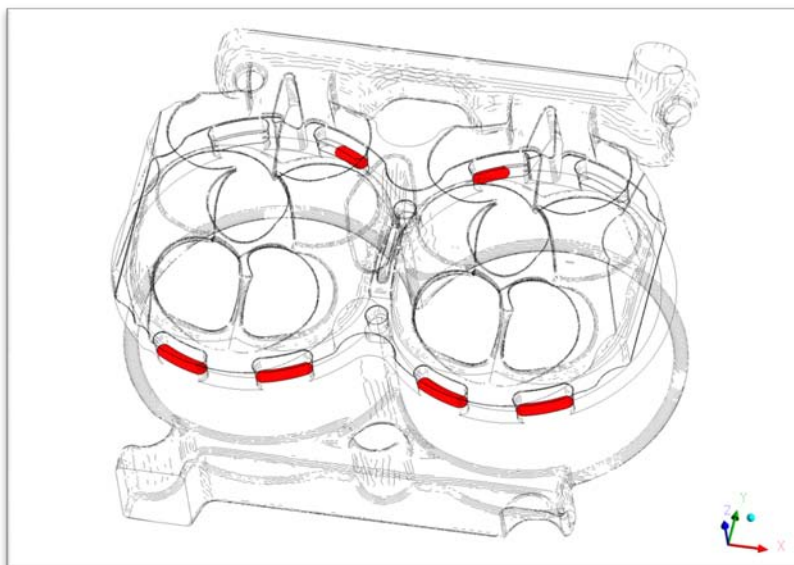
Obr. 18 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením:

Varianta 1X



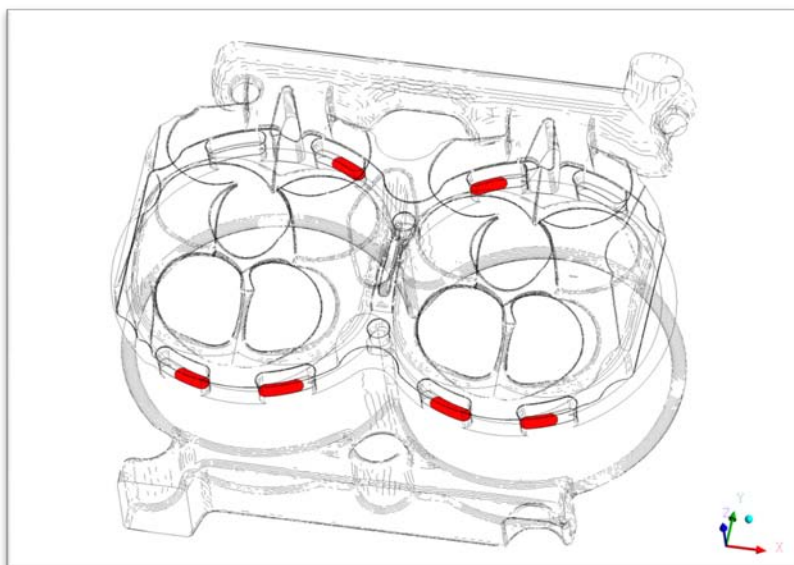
Obr. 17 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením:

Varianta 2X



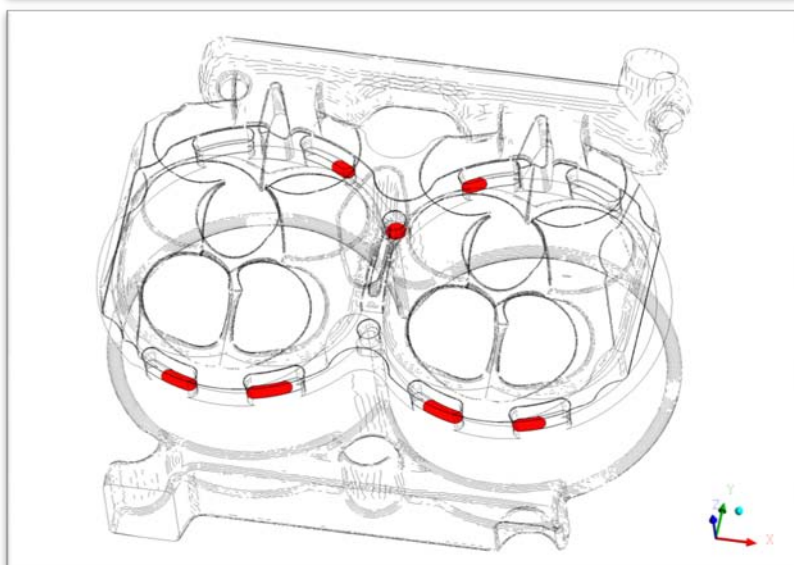
Obr. 19 - Tvar průtočných průřezů
v těsnění pod hlavou motoru pro
výpočtové varianty s označením:

Varianta 3X



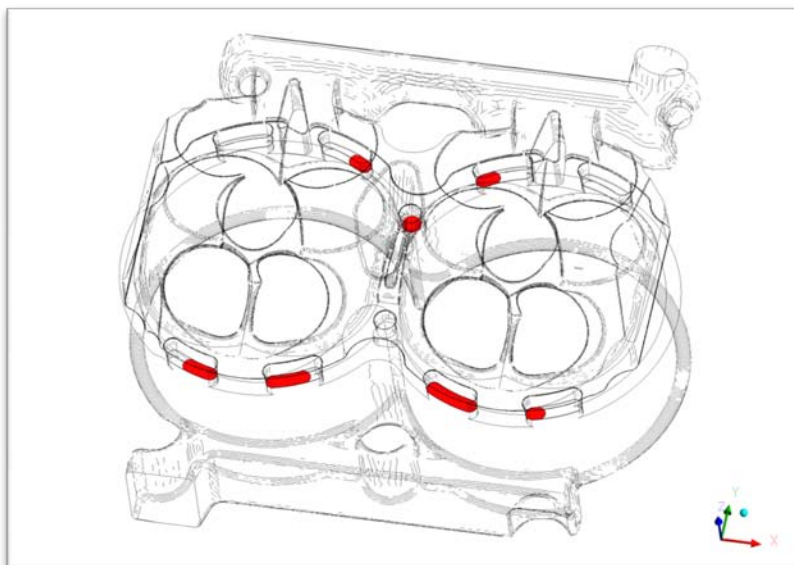
Obr. 21 - Tvar průtočných průřezů
v těsnění pod hlavou motoru pro
výpočtové varianty s označením:

Varianta 4X



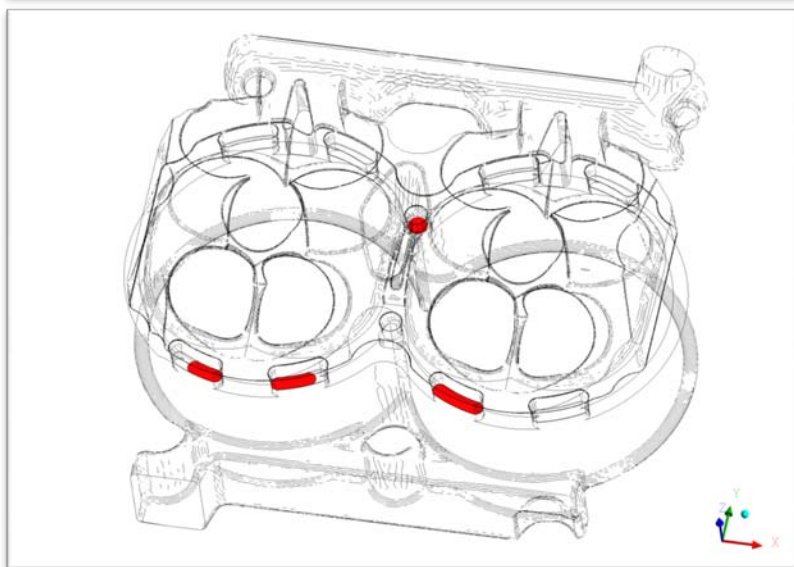
Obr. 20 - Tvar průtočných průřezů
v těsnění pod hlavou motoru pro
výpočtové varianty s označením:

Varianta 5X



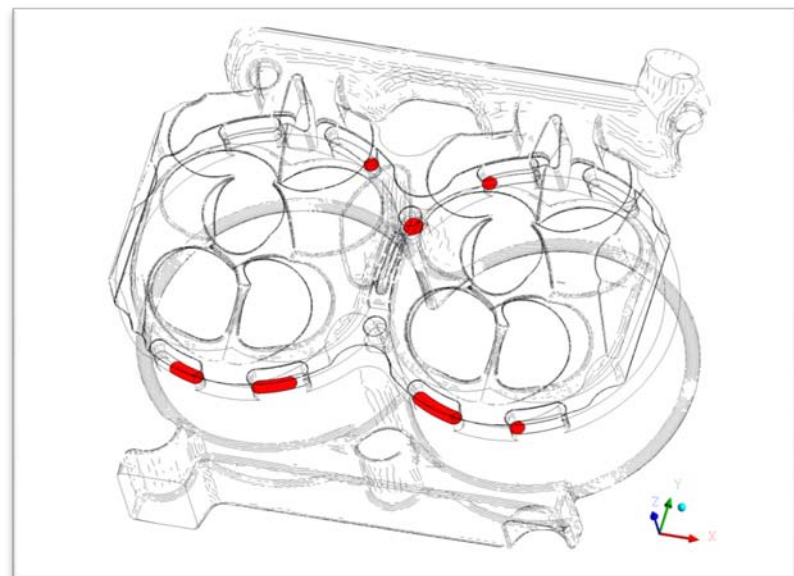
Obr. 24 - Tvar průtočných průřezů
v těsnění pod hlavou motoru pro
výpočtové varianty s označením:

Varianta 6X



Obr. 23 - Tvar průtočných průřezů
v těsnění pod hlavou motoru pro
výpočtové varianty s označením:

Varianta 7X



Obr. 22 -Tvar průtočných průřezů
v těsnění pod hlavou motoru pro
výpočtové varianty s označením:

Varianta 8X

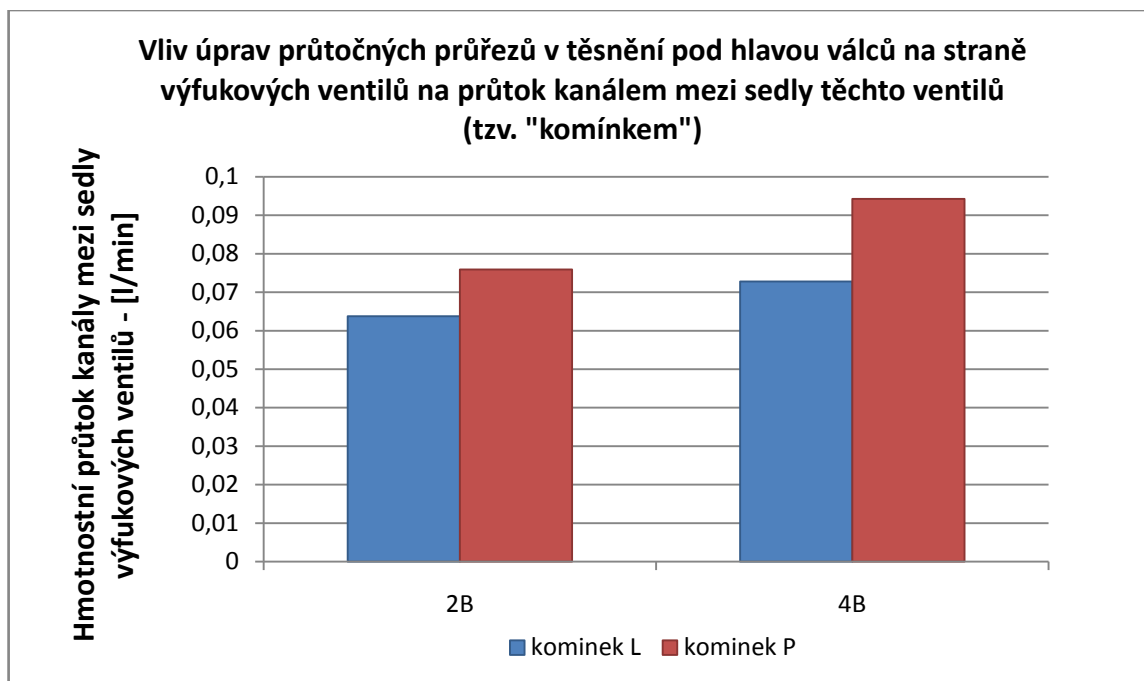
		tesnění výfuk LL	tesnění výfuk LP	tesnění výfuk střed	tesnění výfuk PL	tesnění výfuk PP	tesnění sani LL	tesnění sani LP	tesnění sani střed	tesnění sani PL	tesnění sani PP
1B	plocha [mm ²]	136	136	0	136	136	136	136	0	136	136
	průtok [l/min]	1.2	1.1	0.0	1.4	1.0	0.8	1.5	0.0	1.6	1.5
2B	plocha [mm ²]	136	136	0	136	136	61	61	0	61	61
	průtok [l/min]	1.6	1.3	0.0	1.7	1.5	0.7	1.0	0.0	1.0	1.0
3B	plocha [mm ²]	136	136	0	136	136	0	86	0	86	0
	průtok [l/min]	1.8	1.5	0.0	1.9	1.7	0.0	1.5	0.0	1.5	0.0
4B	plocha [mm ²]	86	105	0	105	86	0	86	0	86	0
	průtok [l/min]	1.5	1.5	0.0	1.9	1.4	0.0	1.8	0.0	1.8	0.0
5B	plocha [mm ²]	86	105	0	98	73	0	55	51	55	0
	průtok [l/min]	1.6	1.6	0.0	1.8	1.4	0.0	1.1	1.1	1.2	0.0
6B	plocha [mm ²]	86	105	0	136	42	0	55	51	55	0
	průtok [l/min]	1.6	1.5	0.0	2.3	0.9	0.0	1.2	1.1	1.2	0.0
7B	plocha [mm ²]	86	105	0	136	0	0	0	51	0	0
	průtok [l/min]	2.1	2.3	0.0	3.7	0.0	0.0	0.0	1.7	0.0	0.0
8B	plocha [mm ²]	85	104	0	136	29	0	29	51	29	0
	průtok [l/min]	2.1	2.3	0.0	3.7	0.0	0.0	0.0	1.7	0.0	0.0

Tabulka 1 - Přehled hmotnostních průtoků chladicí kapaliny a ploch průtočných průřezů pro jednotlivé varianty těsnění pod hlavou válců

3.6.2. Vyhodnocení optimalizace

První optimalizované varianty těsnění pod hlavou válců se zaměřovaly zejména na zjištění závislosti rozdělení toku chladicí kapaliny mezi kanály chladicí boky resp. sedla výfukových ventilů na velikosti průtočných otvorů v tomto těsnění. Na základě této závislosti byly pak v dalších variantách dopředu odhadovány velikosti potřebných průtočných průřezů k optimálnímu poměru rozdělení celkového množství proudící kapaliny mezi kanály kolem sedel výfukových ventilů a kanály chladicí boky válců.

V následujících variantách pak byla snaha o zvýšení průtoku v kanálech mezi sedly výfukových ventilů a redukce tzv. „mrtvého místa“ zmiňovaného v kapitole 3.5.4. Zvýšení průtoku chladicí kapaliny kanály mezi sedly výfukových ventilů (označení *komínky*) bylo docíleno zmenšením průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně těchto ventilů (označení *tesnění výfuk*) a jejich pozicováním blíže k vstupu do těchto kanálů. Výsledné zlepšení pomocí těchto úprav je přibližně o 20 %.

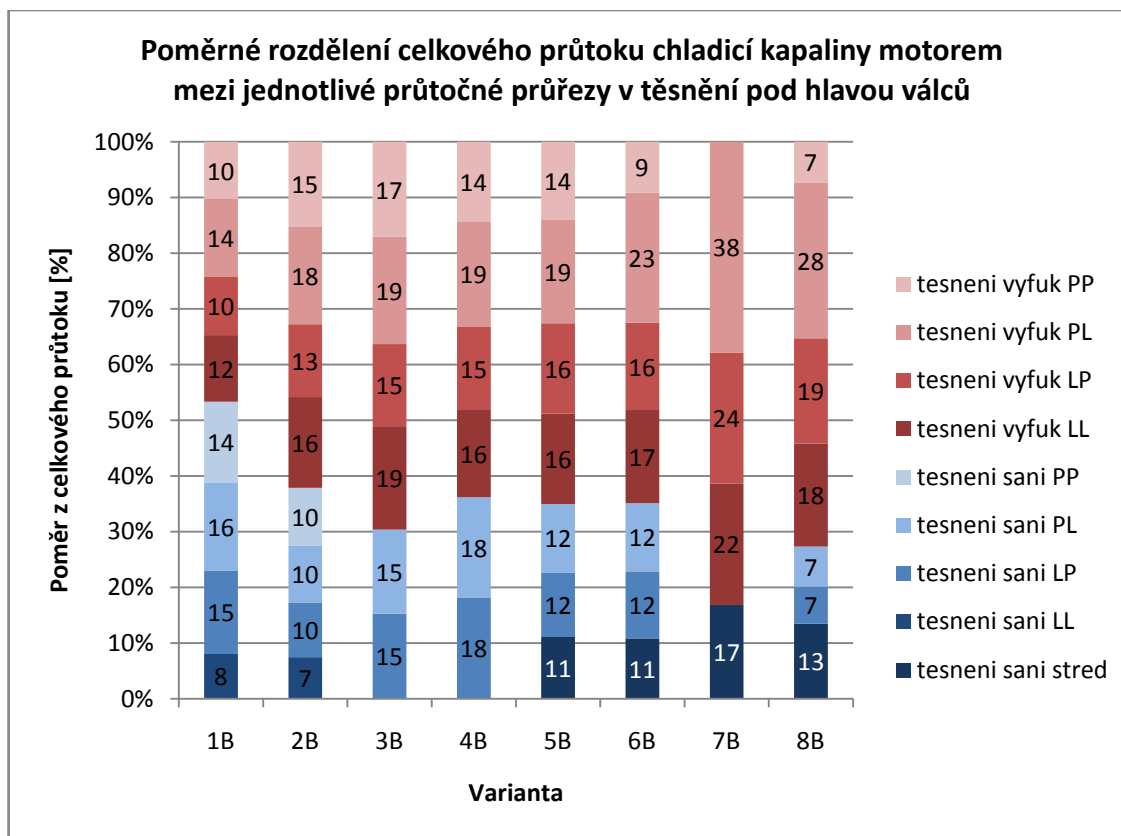


Graf 6 - Vliv úprav průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů na průtok kanály mezi sedly těchto ventilů (tzv. „komínkem“)

Poznámka keGraf 6:

V Graf 6 jsou porovnávány dvě varianty, kdy je množství chladicí kapaliny protékající průtočnými průřezy v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů přibližně stejné (6,1 l/min pro variantu 2B, resp. 6,2 l/min pro variantu 4B), takže zobrazovaný nárůst průtoku se dá považovat za přímý efekt úprav na těsnění pod hlavou válců ve variantě 4B.

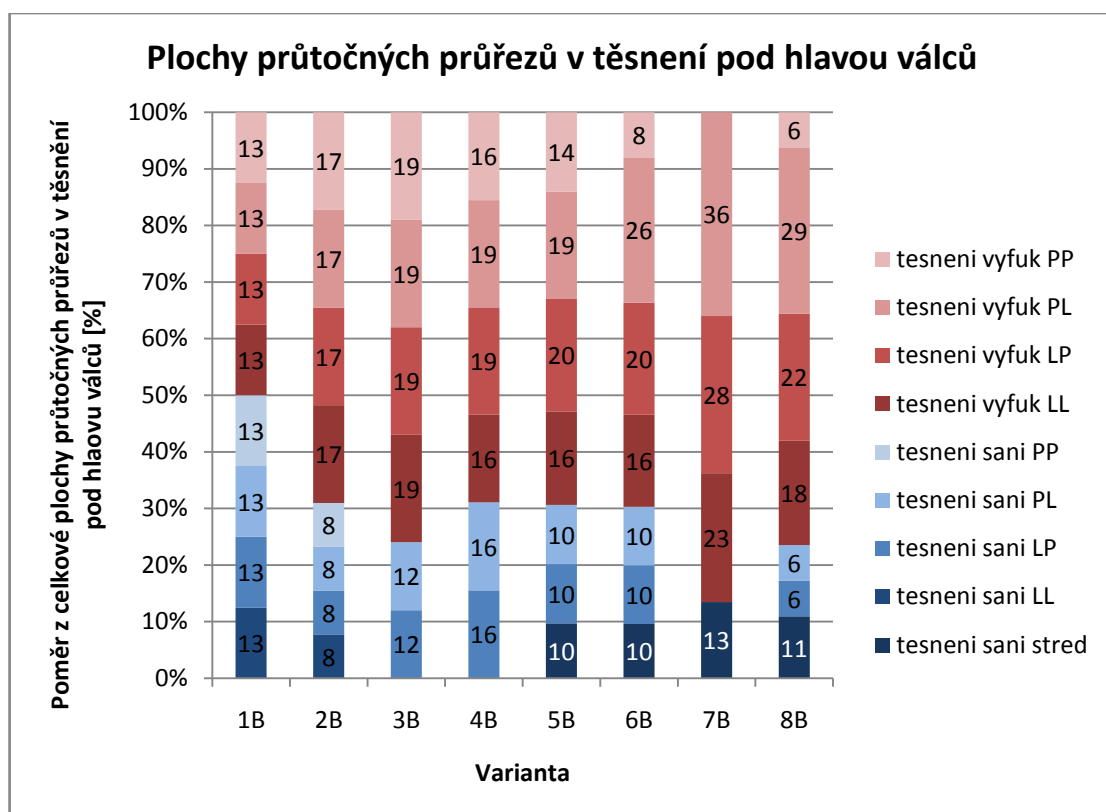
V posledních variantách byla již pouze snaha o zkombinování výsledků z předchozích variant a zrovnoměnění obtékání obou válců. Toho bylo docíleno zmenšováním průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců jak na straně sacích, tak i výfukových ventilů. Výsledné řešení je kompromisem mezi všemi výše uvedenými požadavky na optimalizaci proudění chladicí kapaliny.



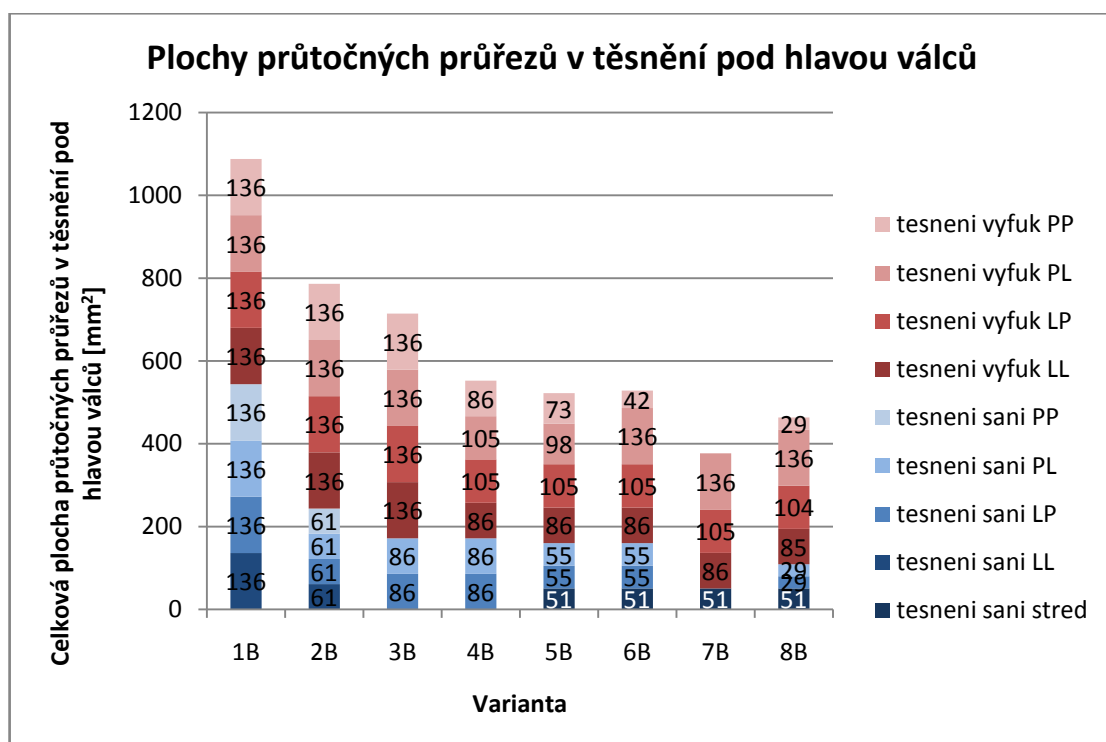
Graf 7 - Rozdělení toku chladicí kapaliny na průtočných průřezích v těsnění pod hlavou válců

Graf 7 zobrazuje poměr rozdělení toku chladicí tekutiny mezi kanály chladicí sedla výfukových ventilů a kanály chladicí boky válců. Modře zabarvené hodnoty zobrazují množství chladicí kapaliny proudící průtočnými průřezy v těsnění pod hlavou válců na straně sacích ventilů. Součet hmotnostních průtoků těmito otvory odpovídá celkovému množství chladicí kapaliny obtékající boky válců, zatímco součet hmotnostních průtoků označených v grafu červenou barvou, tedy hmotnostních průtoků chladicí kapaliny protékající průtočnými průřezy v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů, odpovídá množství kapaliny tekoucímu kanály kolem sedel těchto ventilů.

Graf 8 ukazuje poměrné rozdělení velikostí jednotlivých ploch průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců z celkové průtočné plochy tímto těsněním. Graf 9 ukazuje velikost průtočných ploch uvedených v grafu 8 v mm². Systém zabarvení jednotlivých průtočných průřezů v obou grafech je shodný se systémem v Graf 7.

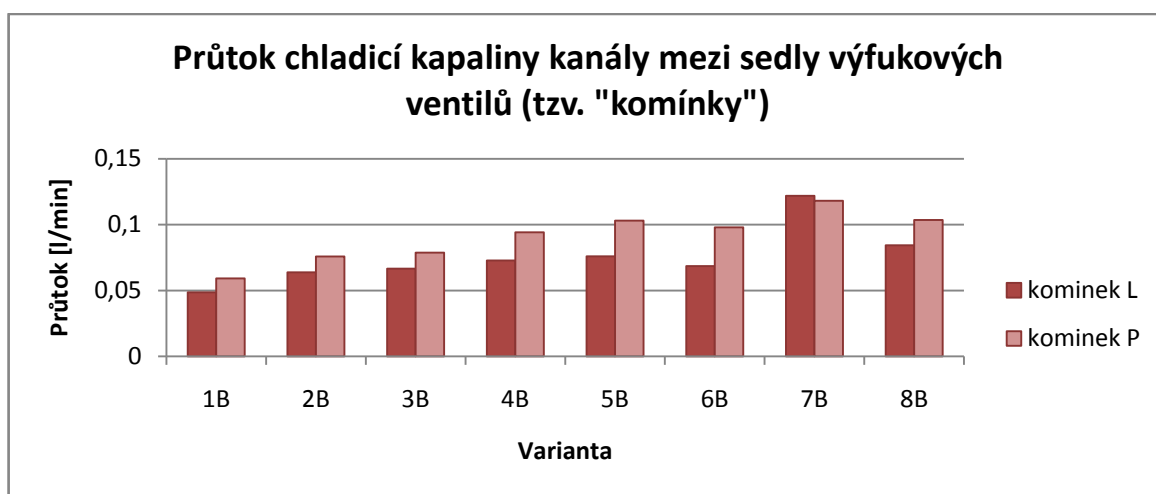


Graf 8 - Procentuální rozdělení ploch průtočných průřezu v těsnění pod hlavou



Graf 9 - Plochy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců

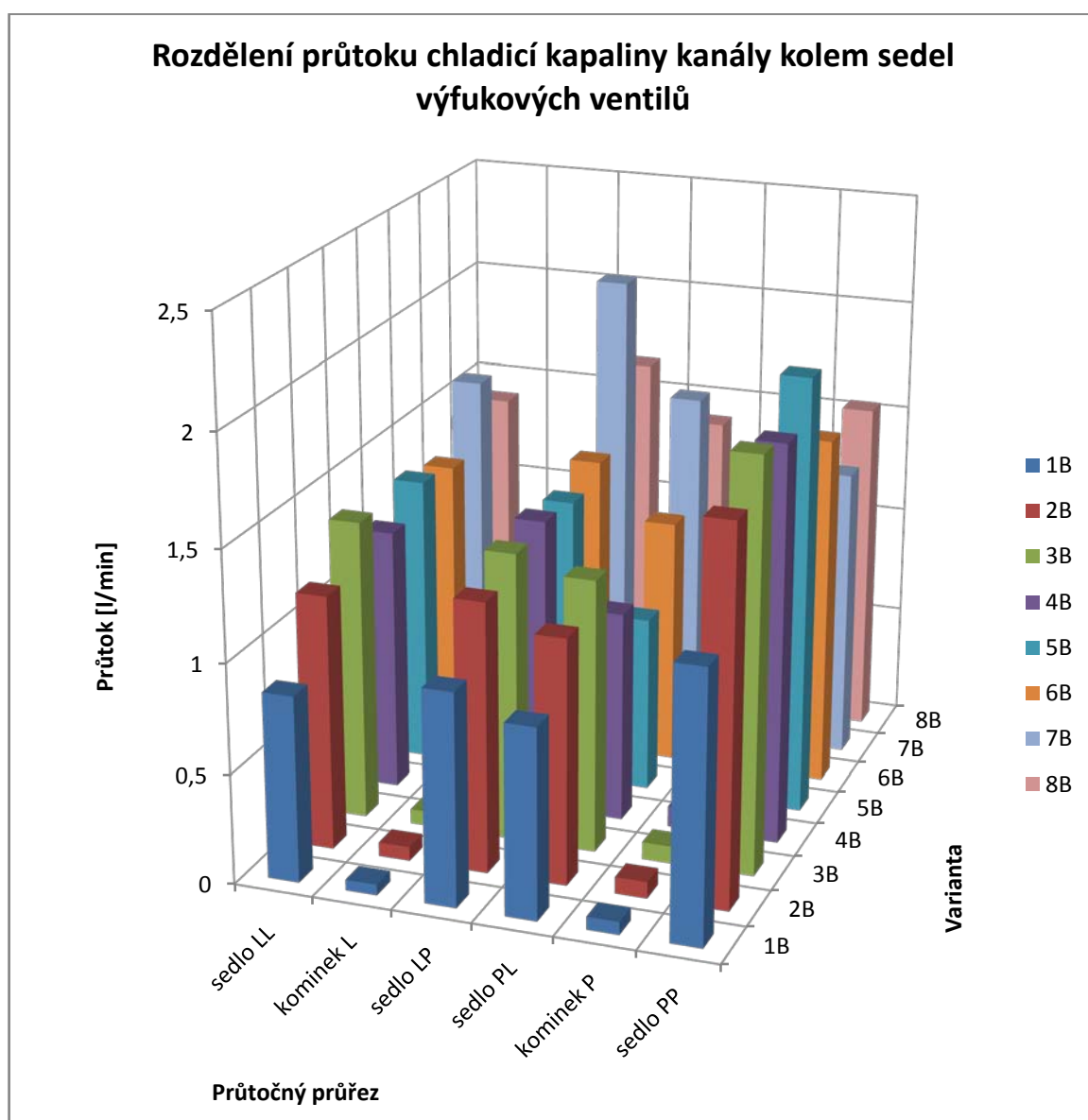
Z Graf 7 společně s Graf 8 a Graf 9 se dá dobře posoudit vliv škrcení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně sacích kanálů (plochy označené *tesnení sani*) na množství protékající kapaliny kanály kolem sedel výfukových ventilů. Za varianty těsnění pod hlavou válců zaměřující se zejména na tento efekt se dají považovat varianty 2B a 3B. U varianty 4B byly přiškrceny i průtočné průřezy v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů. Vyhodnocení dat pro tuto variantu naznačuje, že pro rozdělení toku chladicí tekutiny mezi kanály kolem sedel výfukových ventilů a kanály po bocích válců jde zejména o celkový poměr průtočných ploch v těsnění pod hlavou válců na stranách sacích, resp. výfukových ventilů. Varianta 7B zobrazuje dopad nadměrného přiškrcení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou na straně sacích ventilů na množství protékající kapaliny kolem boků válců. **Varianta 8B je pak výsledné, optimální řešení** tvaru těsnění pod hlavou válců pro chladicí systém motoru řešený v této práci. Při této variantě protéká kanály kolem sedel výfukových ventilů přibližně 73 % z celkového množství chladicí kapaliny proudící chladicím systémem motoru, což je konkrétně 7 l/min pro 5500 ot/min motoru.



Graf 10 - Průtok chladicí kapaliny kanály mezi sedly výfukových ventilů

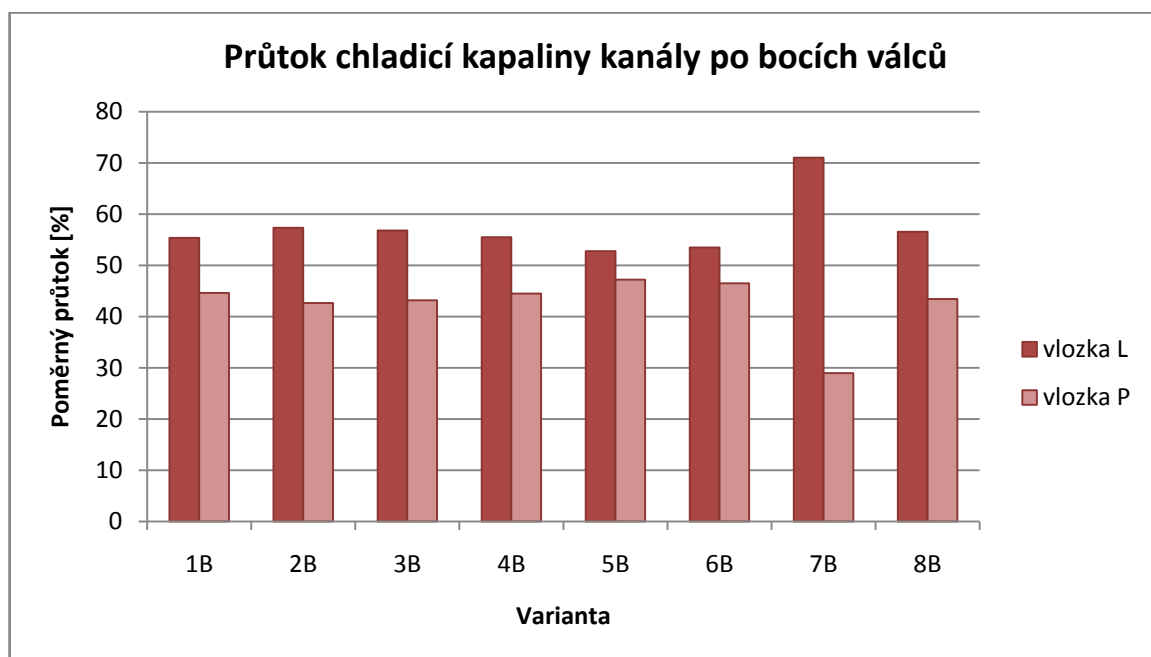
Graf 10 zobrazuje zvyšování množství protékající chladicí kapaliny kanály mezi sedly výfukových ventilů, tzv. „komínky“. Je zde vidět jak pozitivní vliv zvyšujícího se množství chladicí kapaliny protékající kanály kolem sedel výfukových ventilů (varianty 2B a 3B), tak i vliv úprav průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů (varianty 4B, 5B a 6B). Jako ideální varianta by se mohla zdát varianta 7B, ale ta je zcela nepřijatelná co se týče ostatních požadavků na proudění chladicí kapaliny v ostatních

místech motoru. Pravým „komínkem“ (označení *kominek P*), tedy kanálem mezi sedly výfukových ventilů pravého válce (z pohledu shora ze strany výfukových kanálů), protéká vždy o něco větší množství chladicí kapaliny než „komínkem“ na druhém válci. Tento rozdíl v množství protékající chladicí kapaliny vyplývá zejména z tvaru a umístění kanálu pro přívod, resp. odvod, chladicí kapaliny do chladicích kanálů v bloku motoru. Hodnoty rozdílu jsou však tak malé, že s přihlédnutím na přibližnou přesnost simulace proudění, nebyla snaha tento rozdíl pomocí úprav průtočných průřezů na těsnění pod hlavou válců eliminovat.



Graf 11 - Zobrazení rovnoměrnosti obtékání sedel výfukových ventilů chladicí kapalinou

Graf 11 shrnuje rozdělení průtoku chladicí kapaliny protékající kanály kolem sedel výfukových ventilů pro všechny řešené varianty těsnění pod hlavou válců a naznačuje tak, zda je obtékání těchto míst rovnoměrné. Je zřejmé, že všeobecně protéká kanálem označeným *sedlo PP* více chladicí kapaliny než ostatními srovnatelnými kanály kolem sedel výfukových ventilů (*sedlo LL*, *sedlo LP* a *sedlo PL*). Úpravy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců ve variantách 6B, 7B a 8B měly za cíl pokud možno zmenšit tyto rozdíly v množství protékající chladicí kapaliny těmito kanály na co nejmenší mez. Nicméně se zmenšováním celkové plochy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců se zvyšuje citlivost proudění na provedené změny na tvaru a velikosti těchto průtočných průřezů a proto je vcelku komplikované dosáhnout doopravdy rovnoměrného proudění chladicí kapaliny těmito místy.



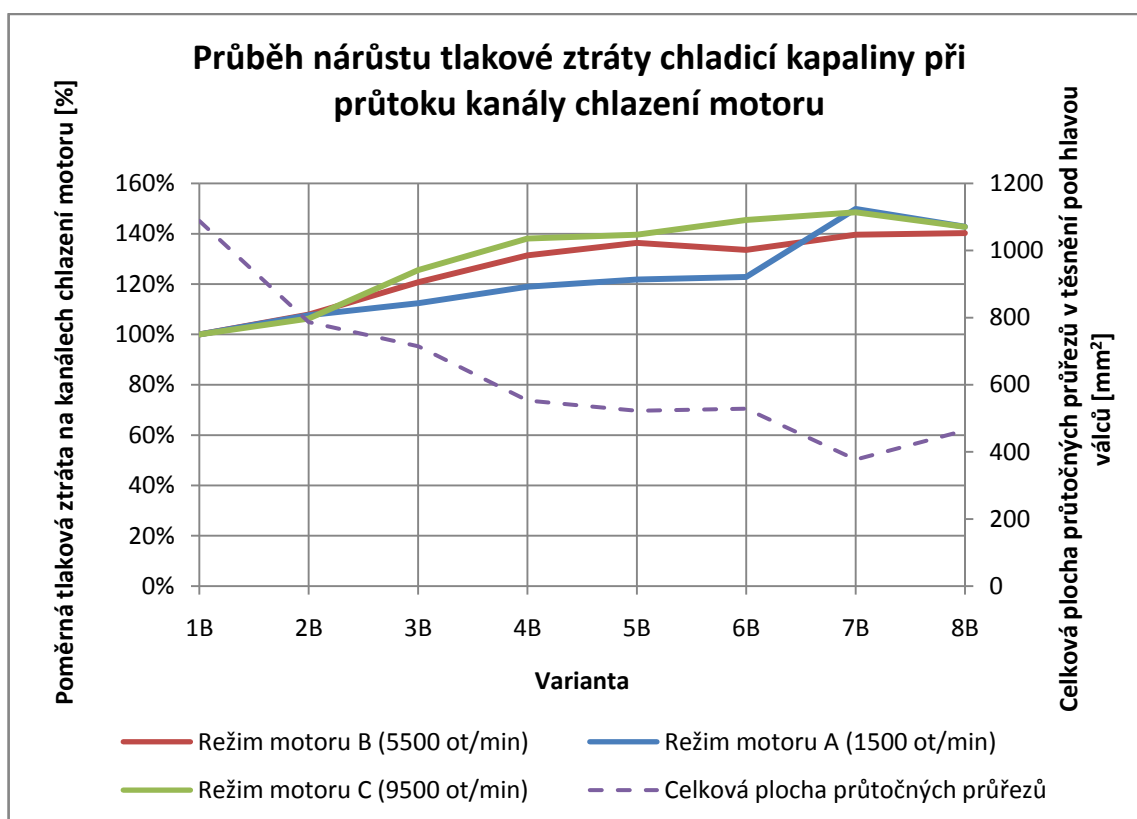
Graf 12 - Rozdělení průtoku chladicí kapaliny kanály pro chlazení boků válců

Data z Graf 12 ukazují, že jsou boky válců motoru obtékány přibližně stejným množstvím chladicí kapaliny. Pouze u proudění varianty 7B protéká po levé straně (z pohledu ze strany od výfukových kanálů) boků válců podstatně více chladicí kapaliny než na straně pravé. To je dáno zejména velmi výrazným přiškrcením průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně sacích kanálů.

Jak bylo zmíněno v kapitole 2.3, nejsou vypočtené hodnoty tlaku chladicí kapaliny tak přesné, jako hodnoty rychlosti a směru proudění. Z tohoto důvodu jsou uvedeny v této

práci tlaky pouze jako poměr určité hodnoty a ne jako konkrétní hodnoty tlaku v jednotkách soustavy SI. Ze stejného důvodu nejsou tyto hodnoty pro jednotlivé otáčkové režimy motoru porovnávány mezi sebou.

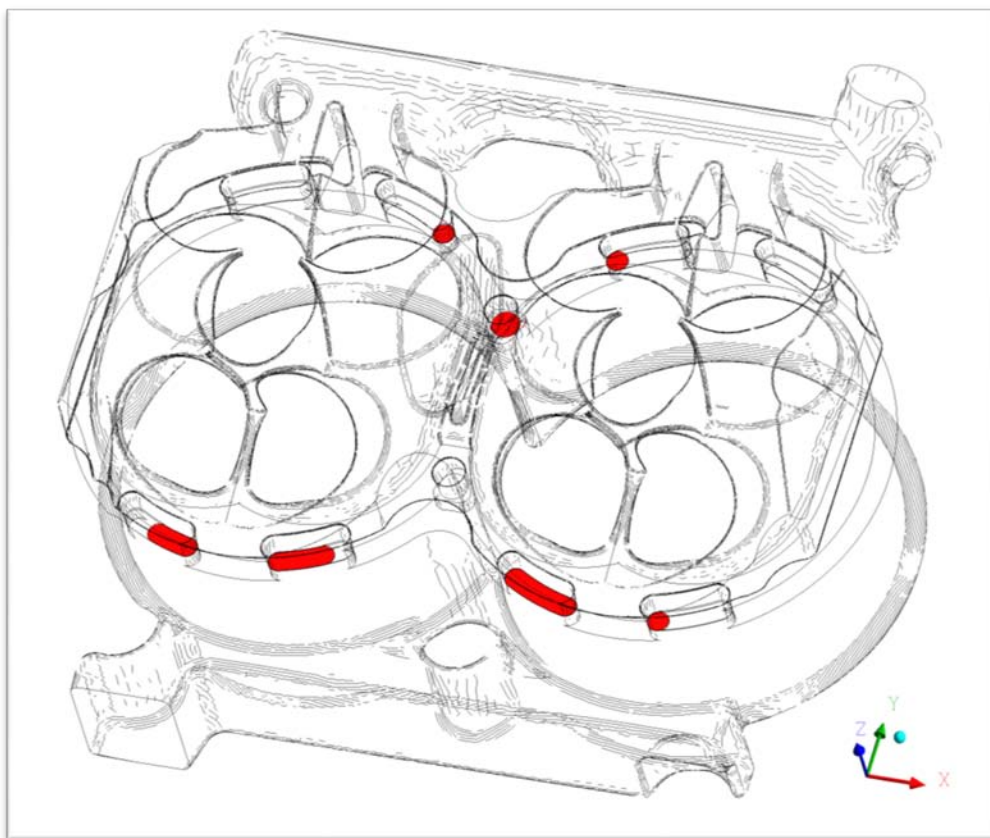
V Graf 13 je zobrazený poměrný nárůst tlakové ztráty chladicí kapaliny při průtoku kanály chlazení motoru pro všechny tři vyšetřované otáčkové režimy motoru. Jako referenční hodnoty byly zvoleny hodnoty tlakových ztrát při výchozích variantách těsnění pod hlavou válců pro jednotlivé otáčkové režimy motoru, tedy variantách 1A, 1B resp. 1C. Z grafu je zřejmé, že tlakové ztráty jsou přibližně úměrné zmenšení celkové plochy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců.



Graf 13 - Průběh nárůstu tlakové ztráty chladicí kapaliny při průtoku kanály chlazení motoru v závislosti na velikosti celkové plochy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců

3.6.3. Podrobné zhodnocení finálního řešení

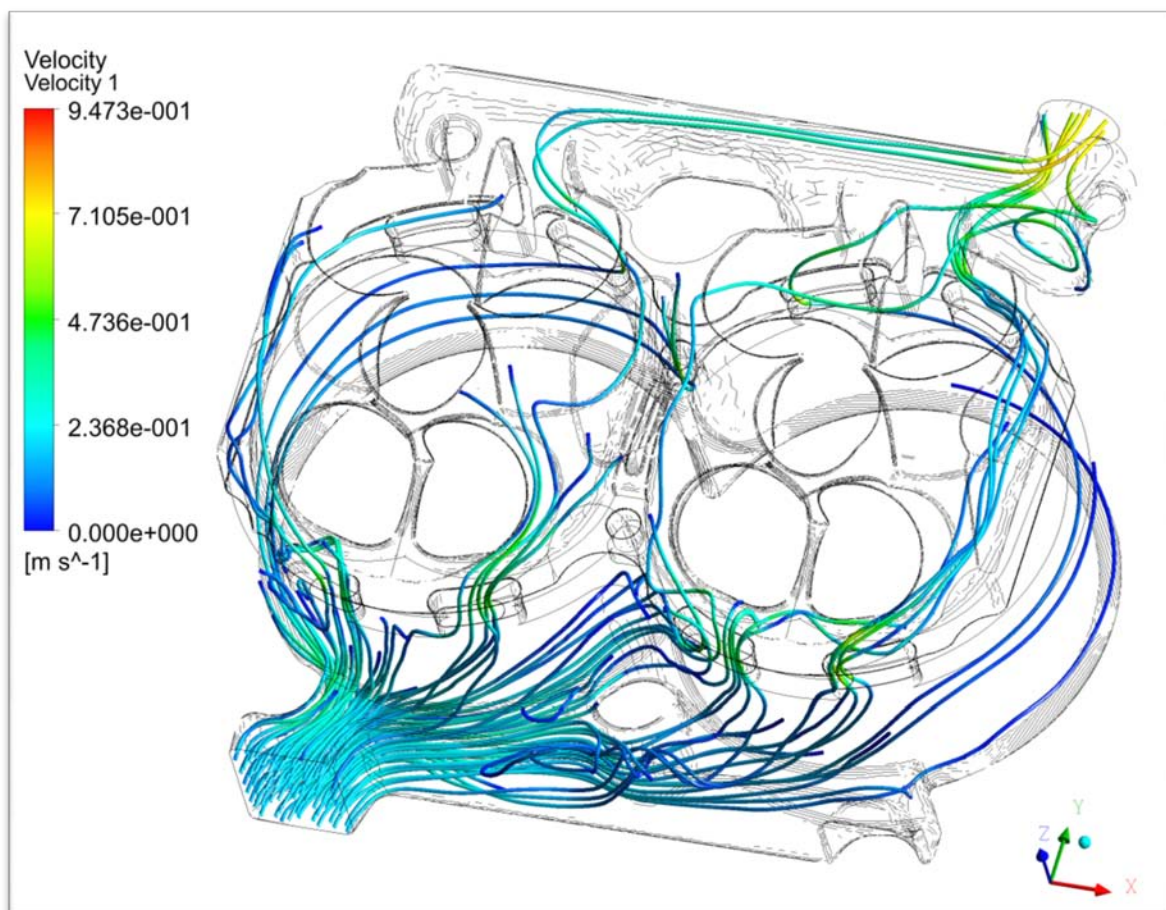
Výsledkem optimalizace těsnění pod hlavou motoru, a tedy i výsledkem této práce, je celkově osmá varianta, v této práci označována čísly 8X. Proudění chladicí kapaliny, regulované takto upraveným těsněním, je v mnoha ohledech pro chlazení motoru výhodnější než proudění ve výchozí variantě (1X). Došlo zejména k zlepšení obtékání chladicí kapaliny kolem nejvíce tepelně exponovaných částí motoru a tím tak ke zvýšení rovnoměrnosti chlazení, což by mělo mít pozitivní vliv na deformace odlitku hlavy válců a bloku motoru způsobené teplotní roztažností materiálu. Stejně tak byla alespoň částečně eliminována tzv. „mrtvá místa“, kde měla chladicí kapalina tendence protékat pouze ve velmi omezeném množství. Na druhou stranu se úpravami průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců zvýšily tlakové ztráty při protékání chladicí kapaliny kanály chlazení motoru.



Obr. 25- Zobrazení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou při variantě 8B

Celková plocha průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců byla u varianty 8B zmenšena o 58% oproti výchozí variantě. Byly přiškrceny zejména plochy průtočných

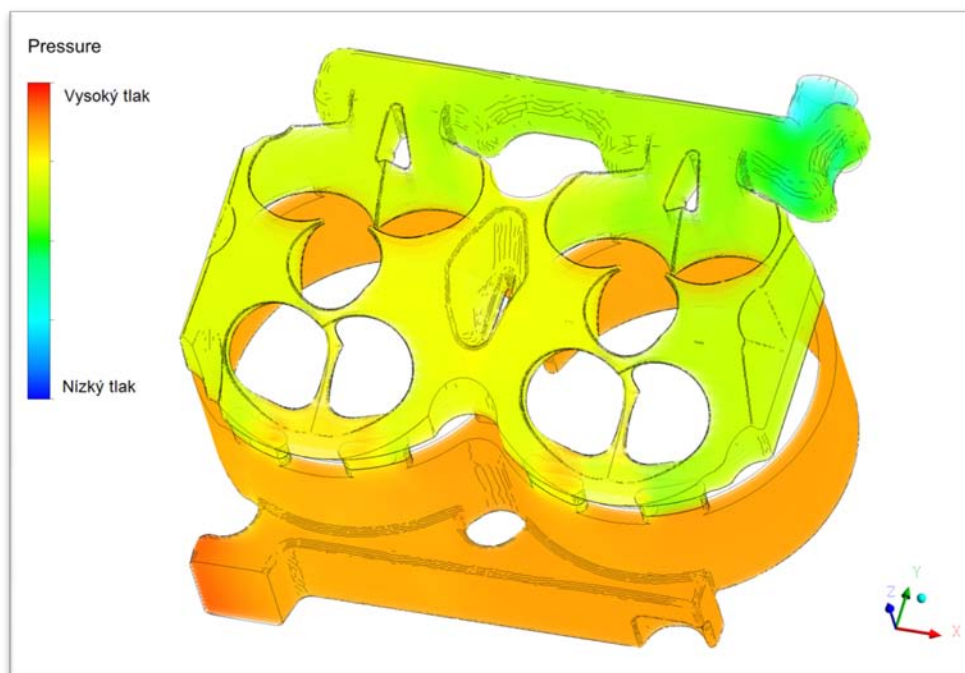
průřezů na straně sacích ventilů. Nicméně k průtoku chladicí kapaliny mezi blokem motoru a hlavou válců nyní slouží i kanál (označovaný *tesneni sani stred*), který má největší význam zejména při procesu výroby odlitků těchto dvou částí motoru. Došlo také k upravení tvarů a velikostí ploch průtočných průřezů na straně výfukových ventilů. Úpravy těchto průřezů zlepšují zejména protékání chladicí kapaliny kolem sedel výfukových ventilů.



Obr. 26 - Zobrazení proudnic chladicí kapaliny zabarvených podle rychlosti proudění pro variantu 8B

Při porovnání proudnic proudění chladicí kapaliny varianty 8B (Obr. 26) s proudnicemi pro výchozí variantu (Obr. 12) je zřejmé, že u varianty 8B proudí podstatně větší množství chladicí kapaliny kanály kolem sedel výfukových ventilů, zatímco množství kapaliny obtékající boky válců je podstatně menší. Je také zřejmé, že v oblasti průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů a v samotných kanálech kolem sedel těchto ventilů je rychlost proudící chladicí kapaliny v porovnání s výchozí variantou podstatně vyšší, což by mělo vést v těchto místech, společně se zvyšováním

nestacionarity proudění, k růstu součinitele přestupu tepla mezi stěnou hlavy motoru a chladicí kapalinou a tím pádem i ke zlepšení odvodu tepla ze sedel výfukových ventilů.



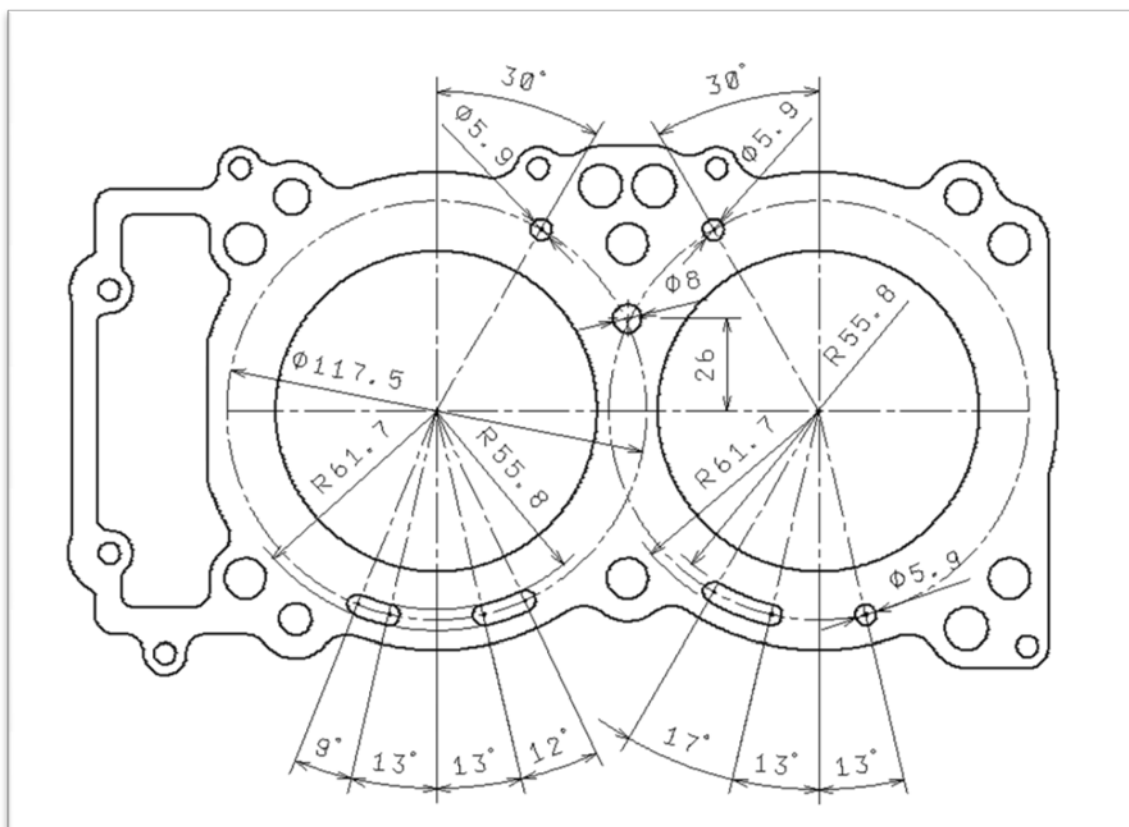
Obr. 27 - Rozložení tlaku chladicí kapaliny při variantě proudění 8B

I když je zobrazení tlaku chladicí kapaliny v jednotlivých místech chladicích kanálů motoru pro variantu 8B pouze přibližné, je zřejmé, že těsnění pod hlavou válců zvyšuje tlak v kanálech chladicích boky válců, zatímco v chladicích kanálech v hlavě válců je již tlak menší. Zajímavá je také oblast vyššího tlaku ve střední části chladicích kanálů v hlavě válců, která tak způsobuje změnu směru proudění v kanálech rozšíření tzv. „komínků“ (viz kapitola 3.5.2).

3.6.4. Skutečná podoba těsnění pod hlavou válců motoru

Cílem metoda optimalizace chlazení hlavy válců motoru pomocí změny průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců má zejména velký význam v tom, že pomocí finančně relativně nenáročných změn je možné významně zlepšit účinnost systému chlazení motoru. Proto uvažované změny na těsnění pod hlavou válců jsou navrženy tak, aby byl proces výroby tohoto těsnění z podstatné části shodný s původní variantou a byly změněny pouze určité detaily. Těsnění pod hlavou válců podle varianty 8 se liší od výchozí varianty pouze ve tvaru a velikosti průtočných průřezů. Přesné rozměry těchto průřezů jsou uvedeny v Obr. 28. I přestože, že jsou určité průtočné průřezy uvažovány

jako zcela neprůchozí, je do nich nutné udělat při výrobě malou díрку z důvodu odvzdušnění. Vliv těchto dírek na proudění chladicí kapaliny kanály chlazení motoru by měl být velmi malý, a proto nebyly tyto dírky při simulaci proudění. Stejně tak nejsou tyto dírky zobrazeny v Obr. 28.



Obr. 28 - Skica úprav průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců - varianta 8X

4. Závěr

Cílem práce bylo zejména analyzovat výchozí proudění chladicí kapaliny kanály chlazení motocyklového motoru vyvíjeného firmou Jawa Moto spol s.r.o. a následně na základě poznatků o tomto proudění navrhnout úpravy těsnění pod hlavou válců tak, aby bylo proudění, co se týče chlazení motoru, optimálnější.

Pro posouzení proudění chladicí kapaliny byla zvolena metoda numerického modelování dynamiky tekutin (anglicky CFD – Computational Fluid Dynamics). Výpočtový model umožňující tuto analýzu byl vytvořen v programu Ansys Fluent verze 13.0. Z důvodu nedostatku vhodných dat pro zadání termodynamické stránky výpočtu bylo proudění simulováno za konstantní teploty, což znamenalo významné zjednodušení podstaty problému. Nicméně za předpokladu, že na nejvíce tepelně exponovaná místa motoru, která jsou obecně známá ze zkušeností s chlazením jiných motorů, je potřeba přivést více chladicí kapaliny než na místa která nejsou tak výrazně tepelně namáhána. Místa, na které bylo nutné se takto zaměřit, byla zejména sedla výfukových ventilů a část hlavy válců mezi zapalovací svíčkou a sedly těchto ventilů.

Postup optimalizace tvaru průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců byl postupný, rozdělený do celkem 7 různých variant. Varianta v této práci označovaná číslem 8 je považována za výsledek optimalizace. Tato varianta těsnění pod hlavou válců podstatně zvýšila množství protékající chladicí kapaliny kanály kolem sedel výfukových ventilů a stejně tak zoptimalizovala chlazení i ostatních míst motoru.

Proudění bylo posuzováno podle vypočtených hodnot rychlosti, směru proudění, hmotnostního průtoku a tlaku chladicí kapaliny v jednotlivých místech kanálů chlazení motoru. Zatímco hodnoty rychlosti a směru proudění (a tím pádem i hodnoty hmotnostního průtoku) byly, z důvodu specifického zadání okrajových podmínek výpočtu, přijatelně přesné a proto je bylo možné použít pro optimalizaci těsnění pod hlavou válců, hodnoty tlaku byly příliš nepřesné pro podrobnou analýzu. Pro výpočet přesnějších hodnot tlaků chladicí kapaliny by bylo nutné provést paralelně druhý výpočet založený na odlišných okrajových podmínkách. Tento výpočet však nebyl, s přihlédnutím na cíle práce a vysokou časovou náročnost, proveden.

Pokračováním této práce by mohlo být jak experimentální ověření výsledků této práce na skutečném motoru, tak i další výpočet směřující k přesnějším hodnotám tlaku chladicí kapaliny.

Seznam zdrojů

1. **NTZIACHRISTOS, L. - GEIVANIDIS, s. - SAMARAS, Z. - ANASTASIOS.** *Study on possible new measures concerning motorcycle emissions.* Brusel : European Commission, 2009.
2. **DEKRA Automobil, a.s.** www.dekra-automobil.cz. *DEKRA Automobil a.s.* [Online] 2009. <http://www.dekra-automobil.cz/index.php?file=moto.php>.
3. **VLK, F.** *Teorie a konstrukce motocyklů: Jízdní vlastnosti, Motocyklové motory, Příprava směsi, Svazek 1.* Brno : F.Vlk, 2004.
4. Jawa 250 Pérák. [Online] 2010. <http://jawa250.borec.cz/>.
5. *Kawasaki motorcycles.* [Online] <http://www.kawasaki.com/Home/Home.aspx>.
6. Ultimate Motorcycling. [Online] 2012. ultimatemotorcycling.com.
7. *Suzuki Cycles.* [Online] <http://www.suzukicycles.com/>.
8. CFD online: wiki. *CFD online.* [Online] 2005. <http://www.cfd-online.com/>.
9. Jawa Moto spol. s.r.o. [Online] <http://www.jawa.eu/>.
10. *BMW Moto International.* [Online] <http://www.bmw-motorrad.com>.
11. *MCS Motorcycle specifications.* [Online] <http://motorcyclespecs.co.za/>.
12. *Adventure rider.* [Online] <http://advrider.com/>.
13. *Veterán muzeum Bříšťany.* [Online] 2010. www.veteranmuzeum.unas.cz.
14. **PŘÍHODA, J. - LOUDA, P.** *Matematické modelování turbulentního proudění.* Praha : ČVUT, 2007.
15. **NOVOTNÝ, P. - SKOŘEPA, M.** *Rychlá kola.* Praha : Olympia, 1974.
16. **SODJA, J.** *Turbulence models in CFD.* Ljubljana, Slovinsko : University of Ljubljana , Duben 2007.
17. **BARTONÍČEK, L.** *Konstrukce pístových spalovacích motorů, 2. přepracované vydání.* Liberec : VŠST Liberec, 1992.

18. Wikipedia - Daimler Reitwagen. [Online] 2012 de.wikipedia.org/wiki/Daimler-Reitwagen
19. Scott Owner's Club. [Online] 2011 <http://www.scottownersclub.org>

Seznam obrázků

Obr. 1 - Vzduchem chlazený motor Jawa 250 cm ³ z roku 1948	14
Obr. 2 - Schéma chladicího systému motoru motocyklu Kawasaki 750 Vulcan z roku 1989 ..	16
Obr. 3 - Schéma chladicího systému motoru Harley Davidson XR 1200 z roku 2010.....	17
Obr. 4 - Suzuki GT 750 z roku 1972 – první vodou chlazený motocykl, který se dočkal masového rozšíření	18
Obr. 5 - Charakteristika vodního čerpadla motoru Jawa 1000 cm ³	19
Obr. 6 - Geometrie importovaného modelu tvaru chladicích kanálů.....	20
Obr. 7 – Průběh konvergence zbytkových energií řešení při dostatečné hustotě sítě	21
Obr. 8 - Výpočtová síť (varianta 1X)	23
Obr. 9 - Zobrazení okrajových podmínek na výpočtovém modelu.....	22
Obr. 10 - Průběh průměrné rychlosti v celém modelovaném objemu	25
Obr. 11 - Fluktuace střední rychlosti chladicí kapaliny na výstupu z modelu	26
Obr. 12 – Průřezy, na kterých byl měřen hmotnostní průtok.....	27
Obr. 13 - Zobrazení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou (červéné plochy) pro výchozí variantu (1X).....	30
Obr. 14 - Proudnice zabarvené podle rychlosti proudění – výchozí varianta (1B)	32
Obr. 15 - Řez hlavou válců (rovina řezu: střed sedla výfukového ventilu - osa zapalovací svíčky)	35
Obr. 16 - Řez hlavou válců (rovina řezu: bod mezi sedly výfukových ventilů - osa zapalovací svíčky)	35
Obr. 17 - Porovnání proudění v rozšíření kanálů mezi sedly výfukových ventilů (vlevo varianta 2A a vpravo varianta 2C)	36

Obr. 18 - Tzv. "mrtvé místo" - místo s velmi malými průtočnými rychlostmi.....	38
Obr. 19 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 2X	39
Obr. 21 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 1X	39
Obr. 20 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 3X	40
Obr. 22 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 4X	40
Obr. 23 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 5X	40
Obr. 25 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 8X	41
Obr. 26 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 7X	41
Obr. 24 - Tvar průtočných průřezů v těsnění pod hlavou motoru pro výpočtové varianty s označením: Varianta 6X	41
Obr. 27- Zobrazení průtočných průřezů v těsnění pod hlavou při variantě 8B	50
Obr. 28 - Zobrazení proudnic chladicí kapaliny zabarvených podle rychlosti proudění pro variantu 8B	51
Obr. 29 - Rozložení tlaku chladicí kapaliny při variantě proudění 8B	52
Obr. 30 - Skica úprav průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců - varianta 8X	53

Seznam grafů

Graf 1 - Průběh zpřísnění emisních limitů pro motocykly v zemích EU (2)	13
Graf 2 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech zmíněných v kapitole 2.6 (viz. Příloha 2)	31
Graf 3 - Rozdělení toku chladicí kapaliny průtočnými průřezy v těsnění pod hlavou - varianta 1B	34
Graf 4 - Poměrné rozdělení toku chladicí kapaliny kolem sedel výfukových ventilů	37
Graf 5 - Poměrné rozdělení toku chladicí kapaliny kolem boků válců motoru	37
Graf 6 - Vliv úprav průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců na straně výfukových ventilů na průtok kanály mezi sedly těchto ventilů (tzv. „komínkem“)	43
Graf 7 - Rozdělení toku chladicí kapaliny na průtočných průřezech v těsnění pod hlavou válců	44
Graf 8 - Procentuální rozdělení ploch průtočných průřezů v těsnění pod hlavou	45
Graf 9 - Plochy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců	45
Graf 10 - Průtok chladicí kapaliny kanály mezi sedly výfukových ventilů	46
Graf 11 - Zobrazení rovnoměrnosti obtékání sedel výfukových ventilů chladicí kapalinou	47
Graf 12 - Rozdělení průtoku chladicí kapaliny kanály pro chlazení boků válců	48
Graf 13 - Průběh nárůstu tlakové ztráty chladicí kapaliny při průtoku kanály chlazení motoru v závislosti na velikosti celkové plochy průtočných průřezů v těsnění pod hlavou válců	49

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Přehled hmotnostních průtoků chladicí kapaliny a ploch průtočných průřezů pro jednotlivé varianty těsnění pod hlavou válců	42
--	----

Seznam příloh

1. Detailní parametry nastavení generátoru sítě
2. Obrázek s popisky zobrazující jednotlivé průřezy chladicími kanály pro vyhodnocování hmotnostních průtoků chladicí kapaliny
3. Porovnání proudění pro různá průtočná množství pro jednotlivé varianty těsnění pod hlavou válců (varianty XA, XB a XC)

Příloha 1: Detaily nastavení generátoru sítě:

Program: Meshing
Verze: 13.0

Defaults:

Physics Preference: CFD
Solver Preference: Fluent

Sizing:

Use Advanced Size Function: On: Proximity and Curvature
Relevance Center: Fine
Initial Size Seed: Active Assembly
Smoothing: High
Transition: Fast
Span Angle Center: Fine
Curvature Normal Angle: Default (18,0°)
Proximity Accuracy: 0,5
Number of Cells Across Gap: Default (3)
Min Size: Default (4,7.10⁻² mm)
Max Face Size: 3,0 mm
Max Size: 5,0 mm
Growth Rate: Default (1,85)
Minimum Edge Length: 2,6.10⁻³ mm

Inflation:

Use automatic inflation: None
Inflation option: Smooth Transition
Transition Ratio: 0,272
Maximum Layers: 5
Growth Rate: 1,2
Inflation Algorithm: Pre

CutCellMeshing:

Active: No

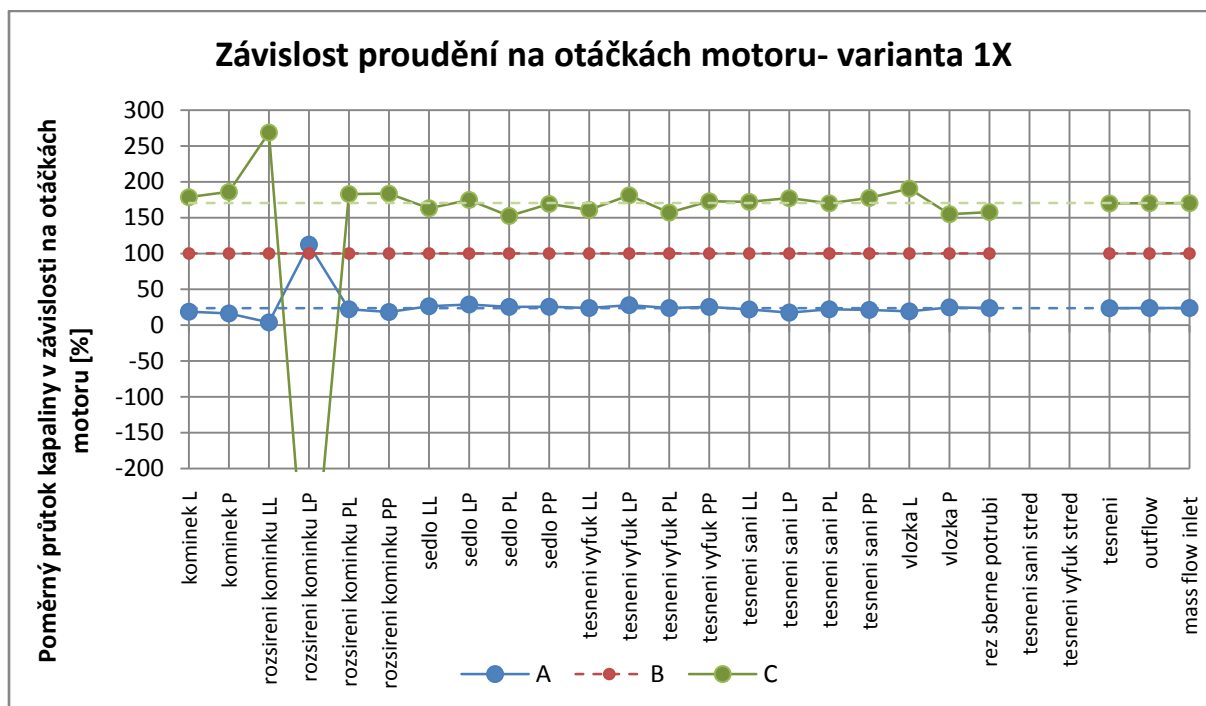
Advanced:

Shape Checking: CFD
Element Midside: Dropped
Number of Retries: 0
Extra Retries For Assembly: Yes
Rigid Body Behavior: Dimensionally Reduced
Mesh Morphing: Disabled

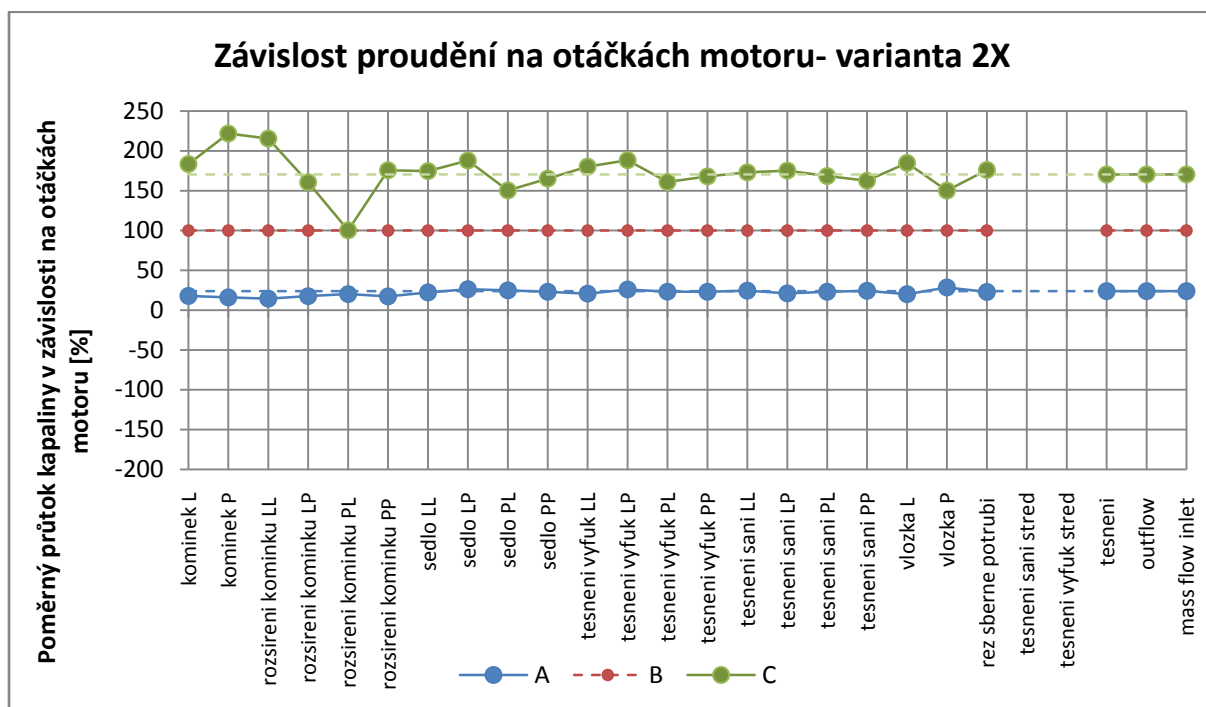
Defeaturing:

Pinch Tolerance: Default (4,25.10⁻² mm)
Generate pinch on Refresh: No
Sheet Loop Removal: No
Automatic Mesh Based Defeaturing: On
Defeaturing Tolerance: Default (2,36.10⁻² mm)

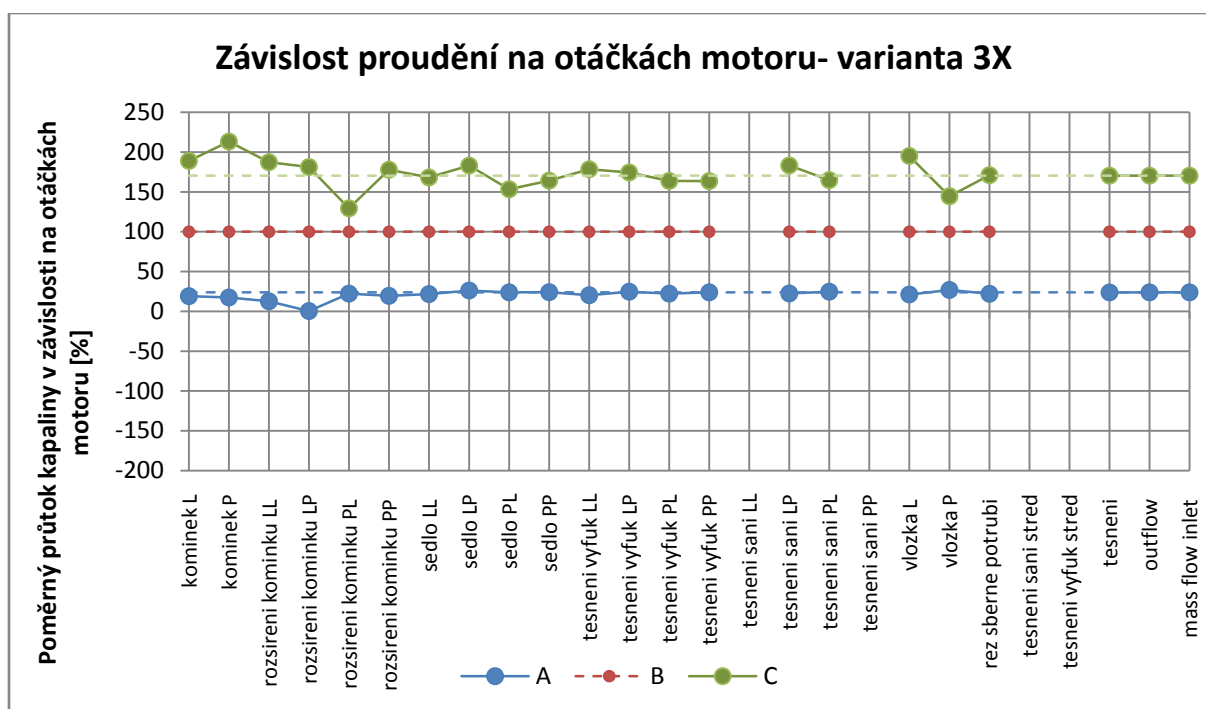
Příloha 3: Porovnání proudění pro různá průtočná množství pro jednotlivé varianty těsnění pod hlavou válců (varianty XA, XB a XC)



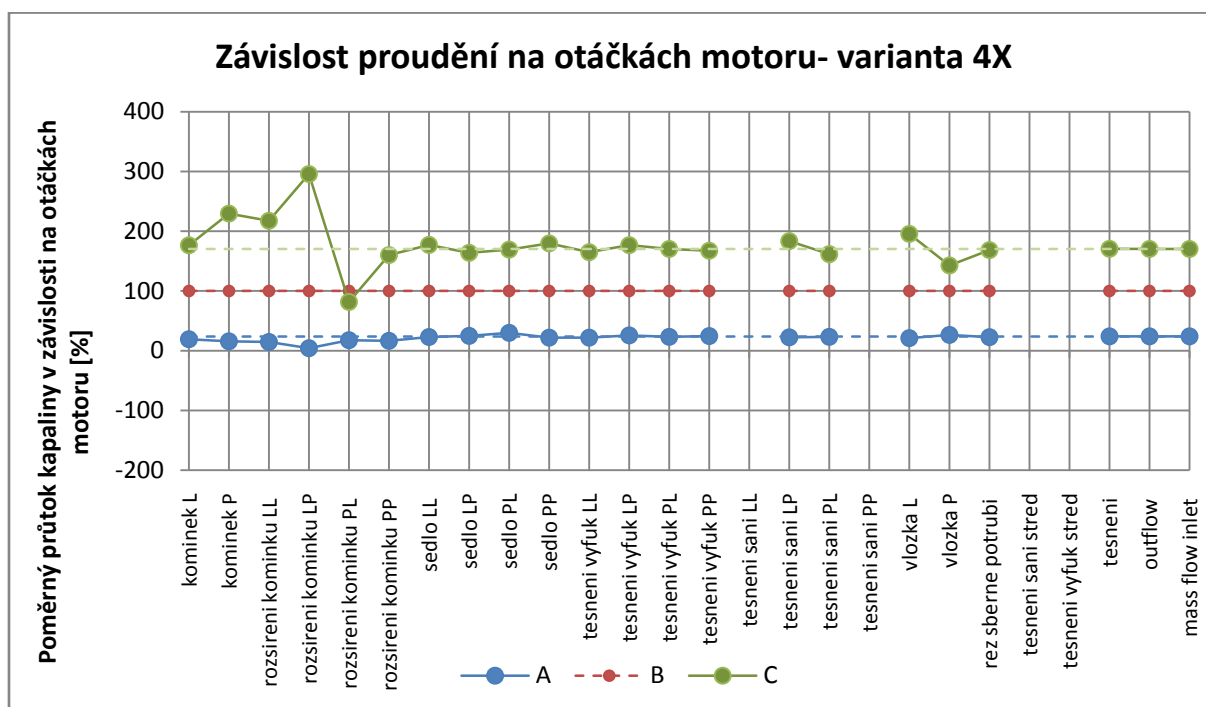
Příloha 3, Graf 1 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 1X



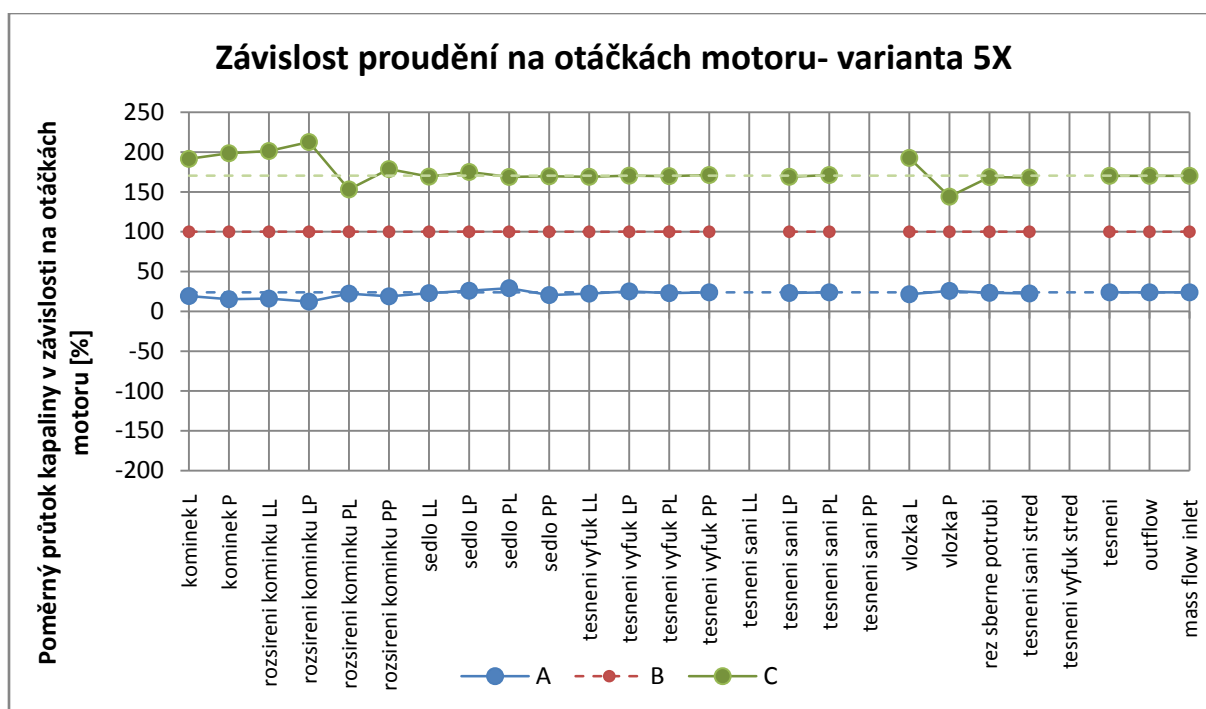
Příloha 3, Graf 2 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 2X



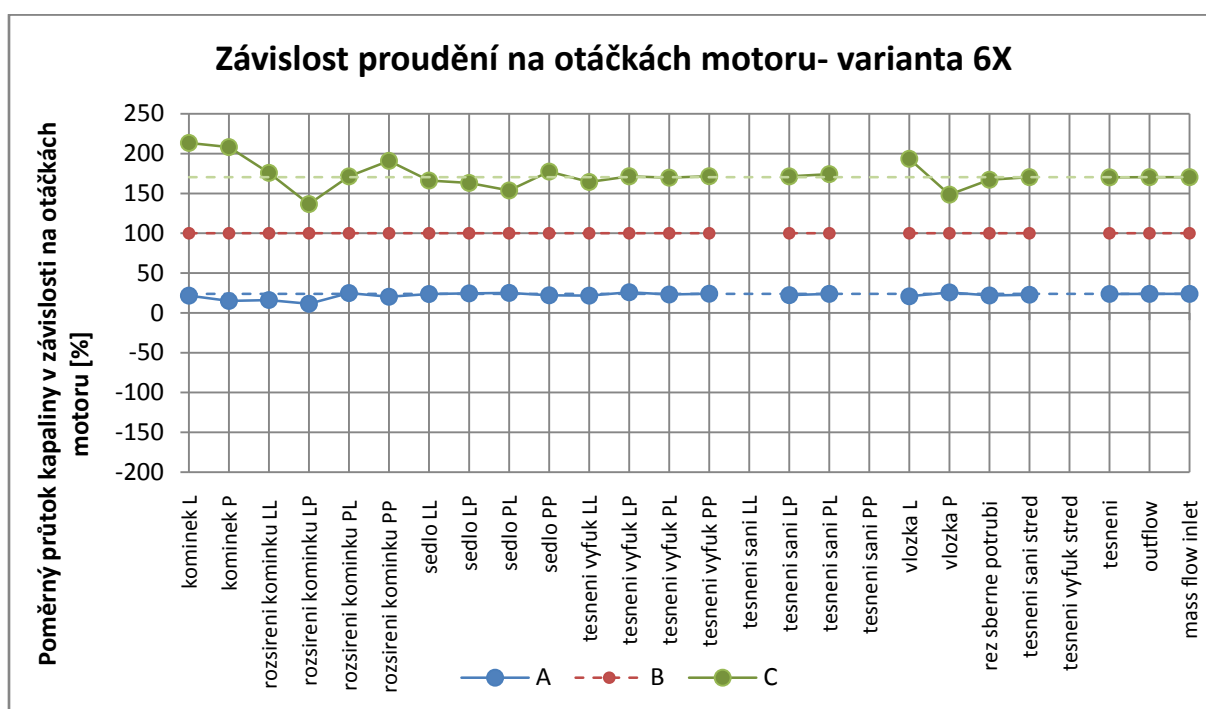
Příloha 3, Graf 3 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 2X



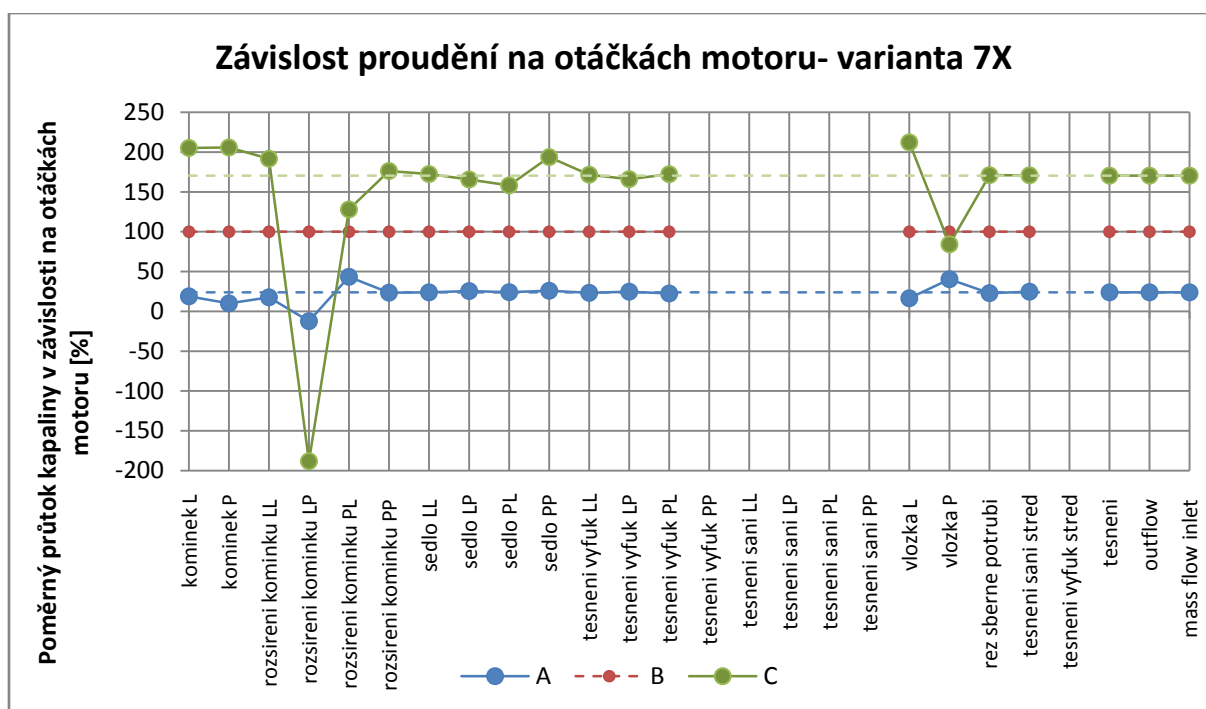
Příloha 3, Graf 4 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 4X



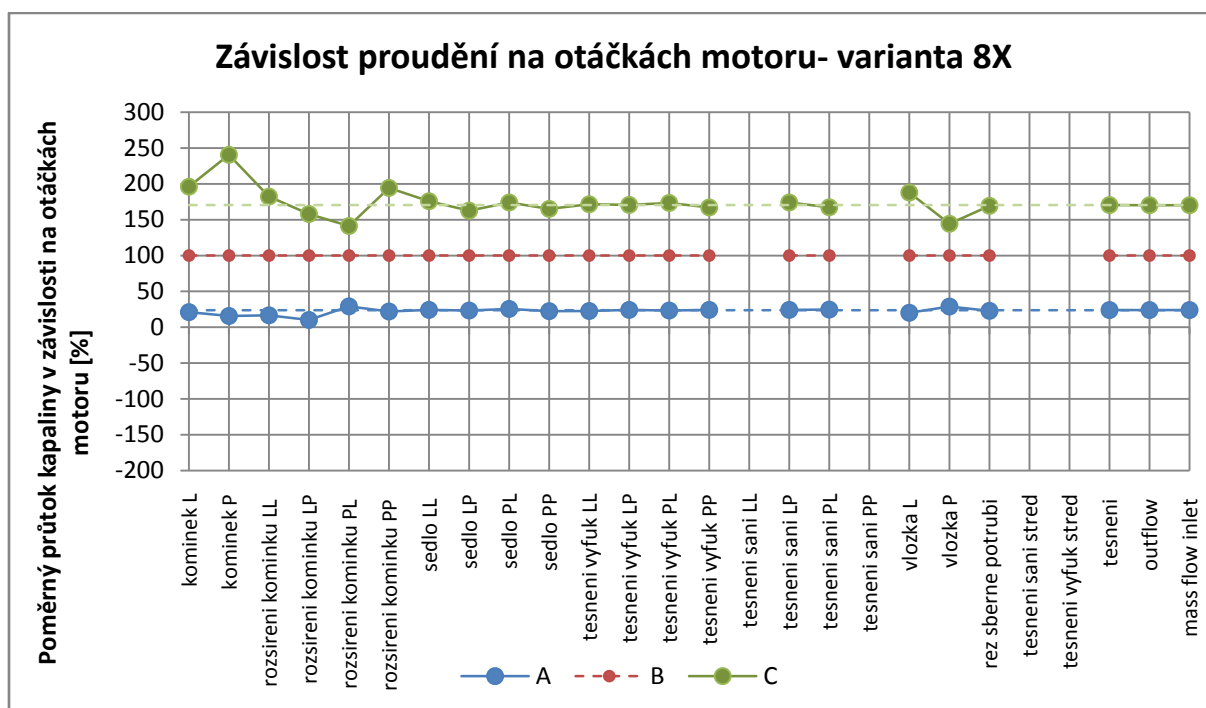
Příloha 3, Graf 5 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 5X



Příloha 3, Graf 6 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 6X



Příloha 3, Graf 7 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 7X



Příloha 3, Graf 8 - Porovnání proudění variant pro různá průtočná množství na jednotlivých měřících průřezech pro varianty 8X